XIII Congresso Ibérico de Acústica

55º Congreso Español de Acústica

TECNIACÚSTICA 2024

acústica 2024

11-13 /09

Faro, Portugal



Comunicações | Comunicaciones

Indíce Geral | Índice General | General Index

Titulo | Title Página

Organização| Organización | Organizers **1**

Apoio institucional | Apoyo institucional | Institutional support **2**

Copyright e Editor **4**

Comités | Commitees **6**

Comité científico | Scientific commitee **7**

Expositores | Exhibitors **8**

Conferencias Plenárias **12**

Indice de Temas | Themes index **20**

Indice de Autores | Authors Index **1344**

Organização| Organización | Organizers







Apoio institucional Apoyo institucional | Institutional support

LABORATÓRIO NACIONAL DE ENGENHARIA CIVIL

INTERNATIONAL COMMISSION FOR ACOUSTICS

European Acoustics Association EAA

Patrocinadores| Sponsors

cdm stravitec
Making your world a quieter place

Gyptec IBÉRICA

Gyptec IBÉRICA

PLACAS DE GESSO | YESO LAMINADO | DRYWALL

A GYPTEC, empresa portuguesa produtora de placas de gesso, desenvolve soluções para construção e reabilitação, sendo presença incontornável nas principais obras em toda a Península Ibérica. As placas de gesso Gyptec são resistentes ao fogo, impacto e humidade, e têm elevado desempenho térmico e acústico.

Mais do que placas de gesso, a Gyptec tem a solução!



metodologia **BIM** Building Information Modelling

Agora com isolamento em lã mineral Volcalis

A lã mineral Volcalis é um produto à base de areia e ligante de origem biológica, feito em Portugal, disponível em rolos e painéis, com alto desempenho térmico e acústico, resistente ao fogo, de fácil aplicação e manuseamento.

Conforto agora é mais fácil



Ferramentas de Apoio Técnico

AENOR GESTIÓN AMBIENTAL ISO 14001 · AENOR GESTIÓN DE LA CALIDAD ISO 9001 · IQNet

Copyright ©

SOCIEDADE PORTUGUESA DE ACÚSTICA (SPA)

ISBN: 978-989-53387-1-9

Editor

Sociedade Portuguesa de Acústica (SPA)

spacustica@lnec.pt

www.spacustica.pt/

2024

55º Congreso Español de Acústica

TECNIACUSTICA® 2024

Making your world a quieter place

CDM Stravitec is a company specializing in "Structural Acoustics & Vibration Isolation Technology", which develops, produces, supplies, and installs innovative solutions for structural noise and vibration isolation. These solutions ensure optimized performance and contribute to the comfort of building occupants.

With six product families encompassing a wide array of building applications, CDM Stravitec has a solution to make your world a quieter place.



CDM Stravitec (HQ)

Reutenbeek 9-11
Overijse 3090
Belgium
+32 2 687 79 07
info@cdm-stravitec.com

CDM Stravitec (PT)

Avenida Cáceres Monteiro, 10, 4º
Fração N Edifício Arquiparque II
1495-192 Algés Portugal
+351 217 110 430
info-pt@cdm-stravitec.com

CDM Stravitec (ES)

Av. Diagonal 131
Barcelona 08018
Spain
+34 93 626 40 60
info-es@cdm-stravitec.com

Comités | Commitees

Comité do congresso | Comité do congreso | Congress commitee

Jorge Patrício (SPA)
Antonio Pedrero (SEA)

Comité organizador | Organizing commitee

Luís Godinho
Paulo Amado Mendes
Jorge Fradique
Sónia Antunes
Diogo Alarcão
Miguel Ausejo
Ana Poças

Comité organizador local | Local organizing commitee

Eusébio Conceição
Vitor Rosão

Comité científico | Scientific commitee

Aires Silva Colaço
Albano Neves e Sousa
Andreia Sofia Pereira
António José Samagaio
Belen Casla Herguedas
Carmen Carro Rejas
Cecília Alexandra Rocha
Diogo Manuel Mateus
Elisabete Fraga de Freitas
Fernando Schiappa de Azevedo
Francesc Daumal i Domènech
Itziar Aspuru Soloaga
Jaime Ramis Soriano
Jerónimo Vida Manzano
Jesus Alba Fernández
Joel Cruz Paulo
Julieta Pires António
Luis Antonio Azpicueta Ruiz
Manuel Ángel Sobreira Seoane
Maria Machimbarrena Gutiérrez
Miguel Arana Burgui
Noé Jiménez González
Nuno Mendes Maia
Octávio José Inácio
Ricardo Hernandez Molina
Ricardo Jorge Patraquim
Romina Mª del Rey Tormos
Rui Calejo Rodrigues
Rui Miguel Ribeiro
Teresa Carrascal García
Victor Espinosa Roselló

acústica 2024

Expositores | Exhibitors

www.cdm-stravitec.com

Fundada em 1951, a CDM Stravitec é um grupo internacional com presença física em Portugal desde 1994. A sua reputação é construída com base na paixão por resolver problemas de ruído e vibração em edifícios e equipamentos industriais, uma abordagem profissional, excelência técnica e suporte ao cliente em todas as fases do projeto.

solucoesparaconstrucao.com/

Poupança energética, silêncio, segurança e ambiente interior saudável, estão na base do desenvolvimento dos produtos das empresas do Grupo Preceram, nomeadamente as placas de gesso Gyptec e a lã mineral Volcalis. Estas soluções construtivas contribuem significativamente para a eficiência energética dos edifícios e o conforto e qualidade de vida de quem os habita.

www.specman.pt/

A SPECMAN é a distribuidora exclusivo da marca Brüel & Kjær/HBK em Portugal, fornece as melhores soluções aos nossos Clientes nas áreas da acústica & vibrações, monitorização da condição de máquinas, termografia e medição eléctrica de grandezas mecânicas, trabalhando em conjunto na resolução dos seus problemas. Procuramos constantemente as melhores soluções, tornando-as mais eficazes, simples e económicas, tendo sempre em conta as necessidades do cliente.

www.dbelectronics.es/

Na dBelectronics concebemos, fabricamos e comercializamos soluções inovadoras de hardware e software para controlo e gestão de ruído. O nosso investimento em I+D+i e a colaboração com os clientes permitem-nos evoluir continuamente para produtos mais eficazes na sua função, sem descurar a simplicidade de manuseamento e instalação.

www.eximo.pt/

A EXIMO, formada em 1989, implementada em todo o país, dedica-se à comercialização de Instrumentação de Monitorização Ambiental, Higiene e Saúde Ocupacional, ministrando formação técnica nas várias áreas de negócio sobre o funcionamento dos equipamentos. Somos distribuidores oficiais para PORTUGAL dos equipamentos SVANTEK no âmbito da monitorização de Ruído e Vibrações.

www.akustik.com/

A AMC-MECANOCAUCHO, fundada em 1969, é especializada na concepção e produção de suportes antivibração, sistemas de isolamento acústico estrutural e materiais compósitos de isolamento acústico para aplicações industriais e de construção, combinando diversos materiais isolantes, como borracha, metal, cais e o Sylomer.

www.tracknoise.com/

Na TRACK-NOISE oferecemos soluções em acústica, áudio, ruído e vibrações. Somos especialistas em sistemas de localização sonora 2D e 3D e visualização de vibrações; sonómetros de última geração, monitorização de ruído e vibração, sensores, etc. Disponibilizamos todas estas soluções para venda e aluguer ou integradas em projetos mais complexos.

www.audiotec.es/

Na Audiotec Acoustic Engineering oferecemos soluções acústicas integrais na análise, projeto, implementação e certificação para o controlo de ruído em edifícios, indústria e ambiente. A nossa equipa de especialistas em arquitetura e engenharia garante espaços mais confortáveis e saudáveis, através da inovação e do conhecimento adquirido no nosso laboratório certificado pela Enac.

www.head-acoustics.com/

A HEAD Acoustics GmbH é um fornecedor líder global de soluções holísticas para aquisição e análise de dados de áudio, fala, som e vibração. A gama de produtos, aplicações e serviços da HEAD Acoustics abrange a engenharia de som, fala e qualidade de áudio, investigação de ruído ambiental, formação e suporte.

---

www.giscad.pt/

GISCAD LDA - Fundada em 2006, comercializamos soluções profissionais para Acústica (Ambiente) entre muitas outras áreas onde a precisão e fiabilidade sejam Exigências. Contamos com uma Equipa Profissional com 18 anos de experiência e amplo conhecimento técnico, garantindo um serviço profissional completo em todas as fases do negócio, desde a análise do problema, proposta de solução, instalação e suporte pós-venda.

---

www.sevenbel.com/

A Seven Bel desenvolveu o Sound Scanner, uma câmara acústica portátil e fácil de utilizar que visualiza e localiza rapidamente o som através de um sensor rotativo linear. Operado através de uma aplicação móvel, oferece resultados de alta qualidade em menos de 3 minutos, mesmo para sons de baixa frequência, poupando tempo na identificação e análise da fonte sonora.

---

www.acousticware.com

Desenvolvemos e fornecemos ferramentas de medição e previsão para engenharia acústica: Software para cálculo de isolamento acústico, mapeamento de ruído e acústica de salas, sonómetros e analisadores, fontes de ruído, sondas de intensidade sonora, câmaras acústicas, etc.

Disponibilizamos marcas conhecidas como Norsonic, Rion, Microflown, DataKustik, GRAS, Audio Precision e muito mais

acústica 2024

Conferencias Plenárias| Conferencias Plenarias | Plenary Conferences

Conferencias Plenárias| Conferencias Plenarias

Prof. Juan Negreira, Universidad de La Salle, Barcelona

Importancia de las reflexiones tempranas en espacios ordinarios dedicados a la comunicación: relación con requisitos normativos existentes

Resumen

La exposición a niveles elevados de ruido en espacios ordinarios puede tener efectos negativos en la salud de las personas. Tener al usuario final en el centro del diseño es de crucial importancia cuando se diseñan espacios públicos ordinarios; sólo así el recinto podrá favorecer las actividades que se realicen en ella, posibilitando el confort y el bienestar. El requisito más extendido de acondicionamiento acústico en normas de acondicionamiento es, por norma general, un valor medio del tiempo de reverberación (TR). No obstante, la evaluación este parámetro no contempla las reflexiones tempranas de la respuesta al impulso del recinto, que pueden tener influencia en la percepción subjetiva del espacio. Así, dos salas con el mismo TR pueden ser percibidas diferentes por los usuarios; lo que sugiere que el TR es insuficiente para una caracterización completa. Esta charla presenta un estado del arte sobre la relevancia de las reflexiones tempranas para describir el acondicionamiento acústico de salas ordinarias, y el impacto potencial de incluir otros parámetros para evaluar confort acústico y claridad del habla en las normativas de acondicionamiento acústico.

Prof Juan Negreira

Saint-Gobain



Juan Negreira es doctor en ingeniería vibroacústica por la Universidad de Lund (Suecia) e ingeniero industrial por la Universidad de Vigo. Fue profesor e investigador a tiempo completo durante 10 años en la universidad de Lund (Suecia), con la que todavía colabora hoy en día como profesor asociado. Autor de numerosas publicaciones científicas relacionadas con la percepción y el desarrollo de métodos numéricos de predicción de acústica en edificación de madera. Actualmente trabaja en Saint-Gobain Ecophon como director técnico y de marketing de España y Portugal. Asimismo, es miembro experto en el grupo de estandarización de acústica español y miembro directivo de AECOR (asociación española para la calidad acústica). En la actualidad, lidera un grupo internacional de estandarización acústica ISO de modificación de la norma ISO 3382-2, es miembro del WG65 donde se desarrolla la ISO 22955 (acústica en oficinas abiertas) y es profesor de la Universidad de La Salle (Barcelona).

Profª. Elisabete Fraga de Freitas, Universidade do Minho

Interações do ruído pneu-pavimento

Resumo

O ruído do tráfego é um problema de saúde pública para o qual a componente pneu-pavimento contribui de forma crítica. Isto explica o interesse das autoridades em implementar planos de ação para reduzir o ruído. Os pavimentos de baixo ruído são vistos como uma das melhores medidas para reduzir o ruído global junto a estradas com velocidade operacional elevada e em ambientes urbanos onde se praticam velocidades baixas. No entanto, quanto mais complexo for o ambiente rodoviário, mais complexa é a tarefa de reduzir eficazmente o ruído devido a questões de segurança. Em ambientes urbanos, o ruído pneu-pavimento é uma pista importante para a tomada de decisão dos utentes vulneráveis. Além disso, há que ter em conta a taxa de penetração crescente de veículos elétricos e a chegada dos veículos autónomos. Estes factos impulsionam os engenheiros rodoviários a ir além do conhecimento do material, ou seja, a analisar a questão da redução do ruído pneu-pavimento de forma abrangente. Neste contexto, esta comunicação revisitará linhas orientadoras para a conceção de pavimentos de baixo ruído, explorará novas abordagens para a avaliação do ruído pneu-pavimento com base em indicadores de incómodo e perceção dos utilizadores das estradas ou ruas e discutirá o papel do ruído pneu-pavimento num paradigma de mobilidade em mudança, tendo em conta a exigência emergente de devolver o espaço urbano às pessoas.

Profª Elisabete Fraga de Freitas

Universidade do Minho



Elisabete Fraga de Freitas é licenciada e doutorada em Engenharia Civil pela Universidade do Minho. Desde 1998, é investigadora e professora auxiliar no Departamento de Engenharia Civil da mesma universidade. Desenvolve investigação sobre as características superficiais dos pavimentos rodoviários, incluindo novas funções de superfície e segurança rodoviária. As suas principais áreas de trabalho atualmente são a investigação da interação pneu/pavimento, em particular a análise do seu efeito no incómodo, deteção de veículos e comportamento dos peões, superfícies de pavimento fotocatalíticas, autolimpantes e anti-gelo, bem como a investigação de fatores de acidentes, modelação de acidentes e comportamento dos peões, Participou em vários projetos de investigação financiados a nível nacional e internacional como investigadora principal e membro nessas áreas. Atualmente coordena o projeto IMPACT (perceção de segurança através de sinais auditivos, visuais e geométricos). É autora de mais de 120 artigos em revistas e conferências nacionais e internacionais e é membro do conselho editorial de diversas revistas indexadas nomeadamente da Transportation Research - Part D (Elsevier). É também vogal do Grupo de Trabalho CEN/TC 227/WG 5 - Características de Superfície - e coordenadora do Subcomité espelho.

Prof. Michael Vorländer, Aachen University

Virtual Acoustic Environments for Perception Research

Abstract

Human sound perception involves the ability to process auditory information from dynamic acoustic situations, which is an essential component for communication and orientation in everyday life. In contrast, standard psychoacoustic experiments do not use real-life situations, but rather simple acoustic stimuli with nominally high reproducibility but low predictive power for real-life situations. This gap between auditory perception research in the laboratory and in real life can be closed. Virtual reality technology is a very powerful tool that combines real-time computer simulations with 3D devices for auditory-visual impressions. Virtual acoustics can incorporate arbitrary situational contexts and scene conditions with sources and sound propagation characteristics in given environments. As a result, groundbreaking research in the field of auditory perception can be expected with a higher degree of realism and with higher reproducibility. It will be presented guidelines for the creation of interactive Virtual Acoustic Environments and examples of their application in musicology, speech/hearing research, and noise assessment.

Prof. Michael Vorländer

Institute for Hearing Technology and Acoustics

RWTH Aachen University



Michael Vorländer is Professor at RWTH Aachen University, Germany, since 1996. After university education in physics and doctoral degree in 1989 on room acoustical computer simulation he worked in various fields of acoustics, such as psychoacoustics, electro-acoustics and architectural acoustics at the PTB in Braunschweig (National Metrology Institute) between 1989 and 1996. He served as President of the European Acoustics Association (EAA) in the term 2004 – 2007, and President of the International Commission for Acoustics (ICA) in the term 2011-2013. Michael Vorländer was awarded the Diploma de Reconhecimento de Actividade, Acoustical Society of Portugal in 2008, the EAA Award for contribution to promotion of acoustics in Europe in 2014, the W.C. Sabine Medal of the Acoustics Society of America in 2018, and the Rayleigh Medal of the Institute of Acoustics, IoA, of United Kingdom in 2021, among others. His research focus is auralization and acoustic virtual reality in its various applications in psychoacoustics, architectural acoustics, automotive and noise control.

acústica 2024

Comunicações | Comunicaciones | Papers

Temas

Tema 1 - Acústica de Salas

Tema 2 - Acústica Ambiental - ***Coord. Ricardo Hernandez Molina, Luís Conde Santos***

Tema 3 - Ruído e Vibrações | Ruído e Vibraciones

Tema 4 – Psicoacústica

Tema 5 - Acústica subaquática - ***Coord. Isabel Pérez-Arjona, Sérgio M. Jesús***

Tema 6 - Acústica física e Materiais Acústicos | Acústica física y Materiales Acústicos

Tema 7 - Instrumentação, Electroacústica e Processamento de sinal

Instrumentación, Electroacústica y Processamiento de sinal

Tema 8 - Acústica Musical - ***Coord. Vincent Debut, Rubén Pico Vila***

Tema 9 – Ultrassons | Ultra- sonidos - ***Coord. Noé Jiménez, Óscar Martínez Graullera, Alejandro Cebrecos, Antonio Manuel Callejas***

Sessões Estruturadas | Sesiones Estructuradas

Sessão Estruturada 1 - Acústica de Salas de Espetáculo | Acústica de Salas de Conciertos - ***Org. Octávio Inácio***

Sessão Estruturada 2 - Acústica Forense - ***Org. Ricardo Hernandez Molina, Rocío Pérez Vargas, Mercedes Ramírez Salado***

Sessão Estruturada 3 - Acústica na Edificação | Acústica en la Edificación - ***Org. Belén Casla Herguedas, Teresa Carrascal García***

Sessão Estruturada 4 - Métodos e estratégias sustentáveis de redução do ruído do tráfego

Métodos y estrategias sostenibles de reducción del ruido del tráfico

Org. Elisabete Fraga Freitas

Sessão Estruturada 5 - Biomateriais e materiais sustentáveis para aplicações acústicas

Biomateriales y materiales sostenibles para aplicaciones acústicas

Org. Ricardo Patraquim, Romina Mª del Rey Tormos

Sessão Estruturada 6 - Vibrações e ruído re-radiado em edifícios

Vibraciones y ruido rerradiado en edifícios

Org. Aires Colaço, Robert Arcos, Sergio Anda

Sessão Estruturada 7 - Metamateriais Acústicos - ***Org. Paulo Amado Mendes, Luís Godinho, Rubén Pico Vila***

Sessão Estruturada 8 - Paisagens e Passeios Sonoros | Paisajes y Paseos Sonoros

Org. Sónia Antunes, Miguel Ausejo, Francesc Daumal i Domènech, Sergio Herguedas, Jerónimo Vida

Sessão Estruturada 9 - Acústica aplicada em Engenharia Biomédica

Acústica aplicada en Ingeniería Biomédica

Org. Emílio Mateu Escribano, Samuel Quintana Gómez, David Fernández dos Santos Vaquinhas

Sessão Estruturada 10 - Ensino da acústica | Enseñanza de la acústica - ***Org. Miguel Arana***

Tema 1

Acústica de Salas

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

SONIDO EN UNA CASA UNIFAMILIAR

Sergio Beristain[1]

[1]E.S.I.M.E., IPN, IMA
{sberista@gmail.com}

Resumen
Además del ruido vehicular, el del tráfico aéreo y el de algunos vecinos, el ruido más relevante en el interior de las residencias unifamiliares, es el producido en el interior de las mismas por los propios residentes, ya sea por sus actividades normales o habituales y especiales, la operación de maquinaria para el funcionamiento de la casa o el confort de sus habitantes, junto con el reducido aislamiento sonoro de algunos materiales de construcción. Las residencias unifamiliares en México suelen construirse de ladrillo y cemento, pero los muros internos, es cada vez más frecuente verlos hechos de materiales ligeros como tabla-roca o madera, que presentan un aislamiento menor que los materiales típicos a sonidos originados en cocinas, cuartos de lavado o espacios habitados, más la presencia de equipos de sonido de alto nivel. Se presenta un caso en el que las relaciones familiares empezaron a deteriorarse debido a esta condición particular.

Palavras-chave: ruido, casa, unifamiliar.

Abstract
Besides the traffic noise, some airplane traffic, and some neighboring noise, the most relevant noise inside single family houses, is that produced by the residents of the house, whether it is by the house facilities and normal and special activities of the people, together with the low acoustical insulation of some building materials. Single family houses in Mexico are usually made out of brick and cement, but it is coming commonplace to use light inner walls, such as gypsum of wood, which present a lower isolation that typical materials to sounds produced in kitchens, laundry rooms or living rooms, plus the high levels produced by audio equipment. A case is presented where family relations started to deteriorate due to this particular condition

Keywords: noise, single family, house.

PACS no. 43.10.Ln, 43.55.-Hy, 43.50.-x

1 Introducción

En muchas casas unifamiliares, el ruido proveniente del exterior, se produce a partir de fuentes de ruido de alto nivel, tal como tráfico aéreo o vehículos pesados rodantes, o vecindarios ruidosos, o a través de las ventanas abiertas, ya que la mayoría de este tipo de casas está hecha de mampostería, columnas de concreto y muros de tabiques, bloques o placas de concreto, solo en zonas rurales las casas se hacen de madera.
Estas casas unifamiliares frecuentemente están en contacto, o a solo unos pocos centímetros una de otra, y en algunos casos a uno o dos metros o mucho más de las casas adyacentes, por lo que cada casa cuenta con sus propios muros de ladrillo, lo que incrementa el aislamiento sonoro entre viviendas debido al doble muro.
O sea que en este tipo de residencias el ruido del vecindario no suele ser un problema significativo, excepto cuando algún vecino es especialmente ruidoso, por ejemplo con música muy amplificada o mediante el empleo de herramienta electro-mecánica. Por lo que respecta al ruido de tráfico aéreo, solo es un problema si la casa está debajo de un corredor aéreo, o muy cerca de él. Por otro lado, el tráfico de superficie normalmente afecta a las casas en avenidas principales, y muy poco en las que se ubican en las calles secundarias.
Esto hace que en todas las casas ubicadas en estas áreas tranquilas, los problemas de ruido se generan en el interior de las mismas, debido a sus propias actividades normales, o generados en los servicios de la casa, como el sistema de aire acondicionado, dispositivos de lavado, limpieza o corte de césped entre otros, sistemas de altavoces para música o cine en casa, y otras actividades relacionadas con sonido.

1.1 Desarrollo

El caso que se presenta ahora se realizó en una de las casas descritas, en la que no existía un ruido notable que ingresara a partir del vecindario. Sin embargo algunos miembros de la familia continuamente se quejaban de ruido excesivo, y querían su casa sumamente silenciosa lo antes posible y con muy poca o ninguna inversión adicional.
Tipo de casa seleccionada. La casa está construida con muros de ladrillo en todo el perímetro, incluye ventanales al exterior con doble vidrio y una esclusa formada por un juego de dos puertas de madera normales en la entrada principal, y está ubicada a no menos de sesenta metros de una calle poco transitada y poco ruidosa, lo que significa que se trata de una residencia muy tranquila, y desde luego no muy económica.
Tipo de muros internos. Los muros internos para la cocina y los baños están hechos de ladrillo y con acabados 'húmedos' (muros de dieciséis centímetros de espesor), mientras que los demás muros que separan los otros espacios interiores, entre salas, estudios, oficinas y recámaras fueron construidos con tabla-roca (con solo una capa de 1,25 cm en cada cara), y cuatro centímetros de fibra de vidrio de baja densidad en el interior, para un total de solo cuatro y medio centímetros de espesor en total. La casa luce espaciosa y elegante, pero en ocasiones aun las conversaciones normales pueden escucharse a través de estos muros.
Entre otras cosas, las dos principales quejas fueron: 1) que los ensayos de piano de los miembros de la familia eran claramente escuchados y sumamente molestos durante la noche (esto desde luego era acentuado debido al muy bajo ruido proveniente del exterior), y 2) el sistema de Cine en Casa, además de ruidoso debido al alto nivel empleado en sus presentaciones, sonaba ´raro´, muy diferente a un Cine normal.

2 Mediciones de nivel sonoro

Se realizaron mediciones de nivel de presión sonora para evaluar en detalle el problema y elaborar la solución acústica que resultara económica. Los cuartos son de aproximadamente 6.5 X 6.8 m por lado, y la altura de 2.7 m.
La Tabla 1 muestra los resultados de las mediciones para el piano, tanto en el cuarto en que el piano está ubicado, como en el interior de la recámara adyacente, y de paso confirmar el poco aislamiento sonoro del muro divisorio. La Figura 1 muestra la distribución original del piano y la recámara, el piso esta hecho de marmol. La Tabla 2 muestra los niveles a partir de los diferentes altavoces del sistema de Cine en Casa, y la Figura 2 presenta un croquis con la distribución de los bafles del sistema.

2.1 Piano

Tabla 1 Niveles sonoros y atenuación de sonido

Descripción	125	250	500	1k	2k	4k	NC
Cuarto con Piano	75	78	82	80	82	79	>75
Recámara	67	64	59	49	52	45	57
Atenuación	8	14	23	31	30	34	

En este caso, parte del ruido era debido al contacto del piano con la pared de separación y con el piso sólido. Ellos no estaban dispuestos a colocar una alfombra de pared a pared para cubrir el piso de mármol, o alterar el muro divisorio en ninguna forma, así que la solución fue colocar un trozo de alfombra debajo y otro detrás del piano, además de trasladar y colocar el piano recargado en el muro de ladrillo en el lado opuesto del curto de ensayo, con lo que se obtuvo un nivel NC-40 en la recámara adyacente para el mismo nivel de sonido y el mismo ejecutante.



Figura 1 – Cuarto original del piano y la recámara afectada, separados porTabla-Roca

2.2 Cine en Casa

En el caso del Cine en Casa, había dos problemas, uno estaba relacionado con el sonido amplificado, o sea los niveles generados por el sistema, que incluia la sonoridad global del sistema, más la no uniformidad del nivel sonoro a partir de los altavoces, notable incluso en el 'punto dulce', además del poco aislamiento sonoro de los muros de Tabla-Roca. El segundo se debía a las condiciones acústicas del cuarto, debido a la característica de asimetría del cuarto en donde se originalmente se instaló el

sistema. Figura 2. La Tabla dos muestra las lecturas individuales de los altavoces en tres puntos, central, 1 y 2.

Tabla 2 Niveles sonoro del Cine en Casa

Descripción	FI	FC	FD	LI	LD	SW
En el 'Punto dulce' C	74	78	85	80	83	79
Punto 1	77	77	83	82	84	80
Punto 2	71	75	81	76	81	78

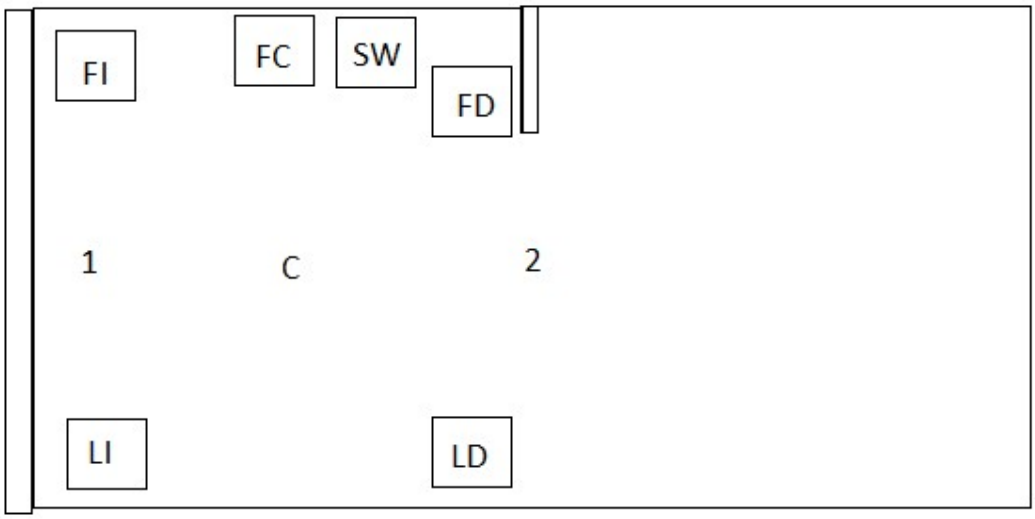


Figura 2 – Distribución del sistema de sonido del Cine en Casa

Aquí la solución económica incluyó el ajuste de los niveles de todos los altavoces del sistema en el 'Punto Dulce', más la recomendación de emplear niveles sonoros más bajos, especialmente durante la noche, y nada se pudo hacer respecto a la asimetría del cuarto, ya que no querían cambiar la distribución original
Al final estuvieron satisfechos con la solución de bajo costo.

3. Reacciones y comentarios

3.1 Reacciones familiares

Antes de la evaluación y soluciones dadas a las dos condiciones descritas, los miembros de la familia estaban peleando continuamente entre sí. La mayor preocupación eran los ensayos de piano, ya que la pianista insistía en que debía ensayar entre las 23:00 y las 04;00 Hs., cuando se encontraba 'inspirada', así que los ensayos diurnos eran totalmente inaceptables.
Con respecto al sistema del Cine en Casa, ellos argumentaban que no estaban muy felices con el sonido, que comparaban con el de un Cine comercial, desde luego sin considerar que las dimensiones y la forma del recinto, además de los altavoces no eran similares a los del Cine.

3.2 Comentarios

Después de los pequeños cambios ejecutados, los miembros de la familia dijeron que ya podían dormir, aun con la pianista ensayando.
Y después del ajuste a los niveles sonoros del Cine en Casa en el 'Punto Dulce', y una breve explicación de las principales diferencias entre su propio sistema y un Cine comercial, decidieron que el sonido había mejorado, y respecto a la amplitud global, ellos lo controlarían a su gusto, pero al menos dejarían de quejarse entre ellos por medio de pequeños acuerdos en cada caso.
Al final, nadie protestó por el costo de la solución.

4 Conclusiones

Este es un caso típico de gente con suficientes recursos económicos, pero sin una ligera comprensión de los aspectos sonoros.
El caso muestra soluciones simples y de bajo costo.
En el proceso se observaron otros problemas de ruido, pero con sus reacciones adversas entre ellos a causa del problema descrito, todo lo demás no fue evaluado y resuelto, ya que hasta ese momento no los habían considerado (además del deseo de no gastar más). Entre ellos había ruido del sistema de Aire Acondicionado, ruido viajando entre cuartos por los ductos del sistema, ruido de los dispositivos de limpieza, y la fácil escucha de conversaciones entre cuartos. Estos problemas no deberían existir en residencias no tan económicas como la aquí descrita.

Referências

[1] Beristain, S. (2012). Acústica Arquitectónica. 235 páginas.

[2] Norma Oficial Mexicana Número: NOM-081-ECOL-1994. Evaluación de Ruido Producido por Fuentes Fijas. 1994.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

REVERBDATA – A RIR DATABASE OF PORTUGUESE ARCHITECTONIC SPACES

Diogo Alarcão[1,2], António Couto Pinto[2], Gabriela Marramaque[2], Francisco Mendonça[2]

[1] CESEM - Centre for the Study of the Sociology and Aesthetics of Music
dalarcao@esml.ipl.pt

[2] Music Technologies, Lisbon School of Music (ESML), Polytechnic University of Lisbon (IPL), Portugal

Resumo

REVERBDATA é uma base de dados com Respostas Impulsionais de Salas (RIR) de espaços portugueses significativos, considerando a sua importância acústica, arquitetónica, cultural e funcional. Gravações de respostas impulsionais multicanal são realizadas em vários pontos dentro desses espaços, processadas e adicionadas à base de dados, acessível através de uma interface para navegação e geração de reverberação artificial. Utilizando técnicas avançadas de medição e processamento, são adquiridas diversas respostas impulsionais em diferentes formatos multicanal para possibilitar uma reprodução sonora imersiva através de reverberação por convolução FFT. Embora bases de dados existentes, como Aachen Impulse Response (AIR), MOTUS, MIT IR Survey, Aalto Acoustics Laboratory e OpenAIR, ofereçam coleções extensas de respostas de salas, estas apresentam predominantemente espaços comuns com uma representação limitada de espaços significativos. O Projeto REVERBDATA desenvolve uma base de dados do património acústico português caracterizando espaços arquitetónicos significativos, servindo assim como um recurso valioso para profissionais de engenharia de som, arquitetura e design de interiores, mas também das ciências sociais. A base de dados abrange vários espaços como salas de concertos, teatros, igrejas e outros locais culturalmente significativos em todo o país fornecendo informações detalhadas sobre os mesmos, incluindo parâmetros acústicos normalizados ISO 3382-1, características arquitetónicas, dimensões, materiais e outros fatores relevantes que influenciam a acústica. Actualmente, a base de dados REVERBDATA contém aproximadamente 375 respostas impulsionais de alta resolução em formatos como AB stereo, binaural e Ambisonics de 1ª, 2ª e 3ª ordem, cobrindo mais de 140 locais em 15 espaços significativos.

Palavras-chave: património acústico português, resposta impulsional multicanal de salas, reverberação por convolução.

Abstract

REVERBDATA is a Room Impulse Response (RIR) database of significant Portuguese spaces, considering their acoustical, architectural, cultural, and functional significance. Multi-channel IR recordings are made at various points within these spaces, processed, and added to the database, accessible through a user-friendly interface for navigation and artificial reverberation generation. Utilizing advanced measurement and processing techniques, diverse impulse responses in different multi-channel formats are acquired to enable immersive sound reproduction via FFT convolution reverb. While existing RIR databases like Aachen Impulse Response (AIR), MOTUS, MIT IR Survey, Aalto Acoustics Laboratory, and OpenAIR offer extensive collections, they predominantly feature spaces that are common with limited representation of significant ones. The REVERBDATA Project develops a

Portuguese acoustical heritage database characterizing significant architectonic spaces, thus serving as a valuable resource for professionals in sound engineering, architecture, and interior design, but also in the social sciences. It encompasses various spaces such as concert halls, theatres, churches, and other culturally significant venues nationwide. Detailed information including ISO 3382-1 acoustical parameters, architectural features, dimensions, materials, and other relevant factors influencing acoustics is provided. Currently, the REVERBDATA database contains approximately 375 high-resolution impulse responses in formats such as AB stereo, binaural, and 1st, 2nd, and 3rd order Ambisonics, covering over 140 locations across 15 significant spaces.

Keywords: Portuguese acoustical heritage, multichannel room impulse response, convolution reverb

PACS no. 43.55 & no. 43.58

1 Introduction

The acoustic characteristics of a space are often overlooked. While great attention is paid to its dimensions, its architectural features, how it is furnished and which materials are used, the same cannot be said for sound. When a place is to be studied and preserved for the future its geometry is measured, detailed photographic and videographic records are made, and sometimes even digitally rendered 3D models are created. Yet such efforts are rarely made when it comes to analyzing how sound behaves in that space. A room impulse response (RIR) is a way to describe the unique acoustic fingerprint of a room, a quantitative representation of how sound transforms as it travels between a source and a receiver.

RIRs are already integral in the development of immersive audio and various other soundfield analysis and synthesis methods, but they can also be a powerful way to gain insight into the acoustics of a specific place. Through reverb convolution, for instance, a space's acoustic identity can be realistically simulated.

By establishing a structured and comprehensive database of RIRs of culturally significant places, the REVERBDATA project aims to contribute to the research and development of numerous audio applications while at the same time functioning as an archaeoacoustics heritage repository.

2 RIR Acquisition

Over the past few years, the RIR acquisition process has been continuously refined and streamlined. The procedure employs an omni dodecahedron loudspeaker as the sound source, while three sets of specialized microphones simultaneously record the room's response in high detail. After precise calibration, custom-built software generates an exponential sine sweep, which is then analyzed and deconvoluted using the inverse sine wave signal to construct the impulse response.

The following equipment is used (see Figure 1):

- Source - Lookline DL-303 omni dodecahedron loudspeaker
- Microphones - 2 Earthworks M30 omnidirectional measuring microphones, 1 Binaural Enthusiast B1-E dummy head with BE-P1 microphones, 1 Sennheiser Ambeo VR microphone, 1 Zylia ZM-1-3E 3rd order Ambisonics microphone.

- Audio Interfaces - Steinberg UR44, ESI U108PRE
- Software - Custom scripts and functions in GNU Octave 6.4.0 using double precision FP arithmetic, developed in the last years by the authors. [1] [2] [3]



Figure 1 - RIR acquisition hardware

The dodecahedron loudspeaker was utilized to emit exponential sine sweeps, or synchronized exponential sine sweeps, generated in the Octave software. The duration of each sweep varied depending on the specific case but was never less than approximately 5461 milliseconds (512*1024/96000). The starting and ending frequencies of the sweeps were $f_l = 10$ Hz or 40 Hz and $f_u = 20$ kHz or half the sampling rate used. The sweeps captured by the microphone array were synchronously recorded via an ASIO-compatible audio interface using Octave, which calculated the corresponding impulse responses: stereo, binaural and 1st order A format Ambisonics (when using the Sennheiser Ambeo VR mic). Sweeps recorded by the Zylia mic were registered using its proprietary software (Zylia Studio) on 19-channel A format Ambisonics wave files, and the corresponding impulse responses were also calculated in Octave.

The sweeps recorded through stereo, binaural and 1st order Ambisonics mics were digitized with a sampling rate of 96 kHz, except for the two older acquisitions (ESML Great and Small Hall) where a rate of 44.1 kHz was used; a quantization depth of 32 bits FP was used in all cases. For the sweeps recorded with the 3rd order Ambisonics mic a sampling rate of 48 kHz with a quantization depth of 32 bits FP was employed.

Table 1 - REVERBDATA present spaces and RIRs details

ROOM	Seating capacity	Volume	Date	n. meas audience	n. meas balcony	n. meas stage	Stereo	Bin	Amb	fs	q	Sweep	T_sweep	TR_est	fl	fu	f1	f2	f3
ESELx Grand Hall	300	2672	11/14/2023	3	3		X	X	3rd	96000	32	sync exp.	512*1024/96000	2.5	10	fs/2	20	20000	22050
St. Dominic Convent Church	240	6582	11/21/2023	8	NA		X	X	3rd	96000	32	sync exp.	1024*1024/96000	5.0	10	fs/2	20	20000	22050
St. George Cinema	830	3600	1/19/2022	7 (cinema) 7 (orquestra)	NA		X	X	1st	96000	32	exponential	1024*1024/96000	1.5	40	20000	NA	NA	NA
Lux Frágil Disco	NA	NA	3/16/2023	10 (disco) 8 (concert)	NA			X	1st	96000	32	sync exp.	512*1024/96000	0.5	10	fs/2	20	20000	22050
Coliseu Micaelense	1300	NA	1/27/2022	6	12		X	X	1st	96000	32	exponential	1024*1024/96000	2.5	40	20000	NA	NA	NA
Garrett Hall	694	10690	12/20/2021	6	4 + 1		X	X	1st	96000	32	exponential	1024*1024/96000	2.0	40	20000	NA	NA	NA
ESML Small Hall	56	395	12/7/2021	5 (bare) 5 (w/ curtains)	NA			X		44100	32	exponential	512*512/44100	1.2	10	fs/2	20	20000	22050
ESML Great Hall	448	4527	1/4/2021	9 (bare) 9 (w/ curtains)	NA			X		44100	32	exponential	512*512/44100	2.5	10	fs/2	20	20000	22050
ESML Organ Room	NA	650	12/6/2022	10	NA		X	X		96000	32	sync exp.	512*1024/96000	2.0	10	fs/2	20	20000	22050
Gulbenkian Great Hall	1203	7000	5/7/2022	6 (1st. stalls) 4 (2nd. stalls)	2	5	X	X	1st	96000	32	exponential	1024*2048/96000	1.8	40	20000	NA	NA	NA
Cartuxa Monastery Church	240	4475	5/17/2024	6 (source on altar) 4 (source on Hchoir)	NA		X	X	3rd	96000	32	sync exp.	1024*2048/96000	5.0	10	fs/2	20	20000	22050
Convent of Christ - Charola	NA	NA	6/26/2024	3 (source on altar) 3 (source on Hchoir)	NA		X	X	3rd	96000	32	sync exp.	1024*2048/96000	5.0	10	fs/2	20	20000	22050
Convent of Christ - Refectory	NA	NA	6/26/2024	3 (source on pulpit) 2 (source on floor)	NA		X	X	3rd	96000	32	sync exp.	1024*2048/96000	5.0	10	fs/2	20	20000	22050
Convent of Christ - Cistern	NA	NA	6/26/2024	4	NA		X	X	3rd	96000	32	sync exp.	1024*2048/96000	5.0	10	fs/2	20	20000	22050
Convent of Christ - Claustro D. João III	NA	NA	6/26/2024	4	NA		X	X	3rd	96000	32	sync exp.	1024*2048/96000	5.0	10	fs/2	20	20000	22050

3 RIR Processing

Before the analysis can be carried out, it is necessary to process the raw audio. The Ambisonics responses are converted from the A to the B-format using the proprietary software provided by the manufacturers (Seinheiser's Ambeo A-B Format Converter, v1.2.0 and Zylia's Ambisonics Converter v1.7.0)

Denoising is also necessary because, even though the signal-to-noise ratio (SNR) typically achieved is adequate for the characterization of the spaces according to ISO 3382-1 norms [4], the noise is often still audible when using them for reverb convolution. Thus all responses are truncated utilizing the Lundeby algorithm [5] before the decay reaches the level of the background noise.

The main acoustical parameters, as specified in the ISO 3382-1 standard[4], were then calculated for each acquired RIR and stored in text files, namely signal-to-noise values, reverberation times (EDT, $T_{1\,0}$, T_{20}, T_{30}, T_{60}), clarity indexes (D_{50}, C_{50}, C_{80}), center times and also IACC values for the binaural responses

4 The REVERBDATA Database

The REVERBDATA Database includes architectural documentation alongside the acoustic measurements and their associated information. Figure 3 illustrates the folder structure of one of the places included in it.

The acoustic measurements include the raw audio files containing the sweeps, the RIRs as recorded *in situ* as well as the versions processed as described in chapter 3.

The RIRs provided are divided into two categories, the first containing the stereo and binaural responses (as 4-channel wave files) and the second containing the Ambisonics responses in both A-format and B-format. In the latter case the responses are available either in the FUMA or in the ACN/AMBIX formats. The stereo-binaural responses are available either normalized to the maximum ±1 value or scaled according to the source-receiver distances.

For convenience, mono RIRs acquired through the ARTA software (v1.9.7) are also available in the Database.

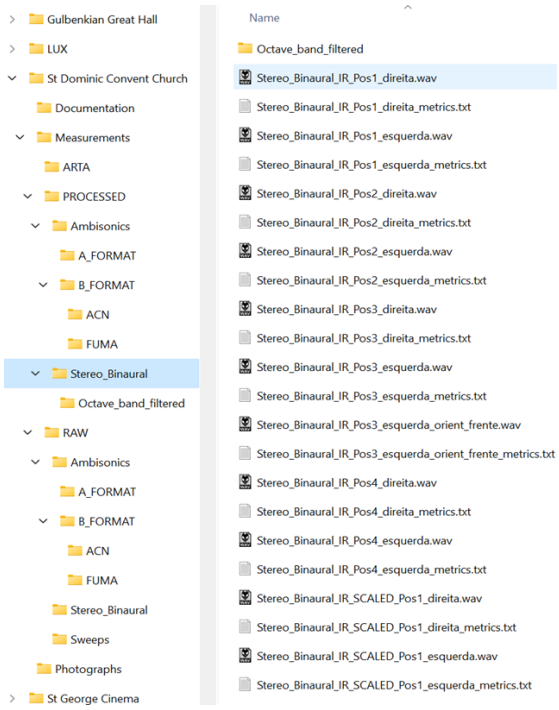


Figure 2 - Screenshot of the Database.

For each post-processed RIR the associated room acoustics main objective parameters (broad-band and octave band values) are available in a .txt file as shown in Figure 3 for one stereo-binaural example.

The REVERBDATA Database currently includes acoustic information of fifteen different spaces in Portugal, which are described below. Detailed information about each space is provided, including the

main architectural features, dimensions, typical construction materials and other factors that may influence the acoustics of the venue.

SNR	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[dB]
ch1	99.7	69.4	78.8	85.8	91.1	96.4	96.9	99.0	104.2	102.9	[dB]
ch2	98.7	69.5	78.9	86.4	91.6	95.9	95.5	98.1	103.1	101.3	[dB]
ch3	91.8	57.6	70.3	78.0	74.8	81.7	94.3	100.5	102.7	96.6	[dB]
ch4	90.9	59.4	71.0	78.7	73.8	79.8	95.3	98.7	100.9	98.9	[dB]

EDT	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	2.16	2.48	2.69	3.03	2.95	2.40	1.96	1.51	0.89	0.38	[s]
ch2	2.17	2.53	2.62	3.15	3.01	2.39	2.16	1.53	0.86	0.43	[s]
ch3	1.54	3.12	2.94	3.41	3.07	2.33	1.89	1.36	0.94	0.44	[s]
ch4	1.57	3.28	2.75	3.02	2.83	2.24	1.96	1.40	1.11	0.67	[s]

T30	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	2.75	3.31	3.18	3.27	3.12	2.37	2.07	1.60	1.09	0.64	[s]
ch2	2.75	3.32	3.20	3.27	3.09	2.40	2.09	1.64	1.12	0.67	[s]
ch3	2.11	3.27	3.19	3.21	3.04	2.29	1.99	1.53	1.18	0.95	[s]
ch4	2.08	3.23	3.21	3.27	3.03	2.37	1.99	1.51	1.22	1.02	[s]

T20	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	2.61	3.20	3.19	3.24	3.11	2.33	2.05	1.57	1.02	0.57	[s]
ch2	2.62	3.20	3.22	3.19	3.09	2.38	2.05	1.61	1.04	0.59	[s]
ch3	1.95	3.20	3.19	3.11	2.97	2.26	1.98	1.49	1.12	0.83	[s]
ch4	1.87	3.13	3.21	3.25	3.02	2.31	1.94	1.47	1.18	0.92	[s]

T15	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	2.48	3.04	3.01	3.20	3.03	2.28	2.04	1.57	0.97	0.54	[s]
ch2	2.51	3.00	3.10	3.20	3.05	2.35	2.01	1.59	1.01	0.57	[s]
ch3	1.84	3.01	3.19	3.20	2.99	2.22	1.94	1.47	1.08	0.77	[s]
ch4	1.77	2.93	3.14	3.21	3.00	2.29	1.91	1.47	1.14	0.86	[s]

T10	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	2.42	3.16	3.01	3.22	2.86	2.26	2.07	1.54	0.96	0.48	[s]
ch2	2.45	3.17	3.09	3.26	2.92	2.34	1.99	1.56	0.97	0.50	[s]
ch3	1.76	3.29	3.30	3.33	2.83	2.15	1.94	1.42	1.06	0.68	[s]
ch4	1.70	3.22	3.12	3.31	3.03	2.29	1.91	1.48	1.11	0.81	[s]

T60	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	3.32	3.67	3.52	3.22	3.46	2.92	2.23	2.01	1.69	1.62	[s]
ch2	3.46	3.69	3.43	3.22	3.27	2.84	2.27	1.96	1.72	1.67	[s]
ch3	3.34	3.63	3.78	3.15	3.00	2.66	2.19	1.83	1.70	1.59	[s]
ch4	3.31	3.63	3.90	3.14	3.30	2.51	2.23	1.84	1.65	1.60	[s]

D50	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	46.30	38.76	36.65	24.71	28.95	39.48	37.27	53.41	74.05	89.45	[s]
ch2	46.39	38.27	39.34	27.91	33.00	42.69	38.48	51.01	72.77	86.75	[s]
ch3	53.82	31.28	29.17	18.89	33.63	44.86	37.28	54.08	69.54	85.64	[s]
ch4	49.49	26.86	19.93	22.47	31.43	39.82	38.54	50.86	62.00	84.09	[s]

C50	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	-0.64	-1.99	-2.38	-4.84	-3.90	-1.86	-2.26	0.59	4.55	9.28	[s]
ch2	-0.63	-2.08	-1.88	-4.12	-3.08	-1.28	-2.04	0.18	4.27	8.16	[s]
ch3	0.52	-3.42	-3.85	-6.33	-2.95	-0.90	-2.26	0.71	3.59	7.75	[s]
ch4	-0.09	-4.35	-6.04	-5.38	-3.39	-1.79	-2.03	0.15	2.13	7.23	[s]

C80	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	0.93	-0.85	-1.13	-2.72	-2.62	-0.18	-0.42	2.22	7.10	13.28	[s]
ch2	0.96	-0.99	-0.56	-2.61	-1.78	0.14	-0.29	2.10	6.82	12.24	[s]
ch3	2.31	-1.89	-0.98	-3.94	-2.16	0.42	-0.43	2.61	5.58	10.67	[s]
ch4	2.02	-2.48	-2.13	-2.37	-2.00	-0.34	-0.84	2.49	4.18	9.83	[s]

Ts	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
ch1	121.63	163.14	162.69	197.93	198.80	142.84	130.84	84.11	39.95	17.57	[s]
ch2	122.39	165.06	154.38	193.31	185.25	138.19	133.43	89.18	42.52	21.86	[s]
ch3	88.02	188.03	180.57	225.66	189.78	129.36	126.00	77.23	49.11	24.22	[s]
ch4	94.55	203.79	198.60	216.28	188.79	139.74	127.19	84.48	59.78	24.47	[s]

IACC A	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
chs	0.150	0.896	0.799	0.575	0.156	0.144	0.082	0.170	0.133	0.338	[ ]

IACC E	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
chs	0.226	0.868	0.766	0.586	0.265	0.253	0.143	0.251	0.193	0.374	[ ]

IACC L	wide	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	[Hz]
chs	0.076	0.917	0.828	0.572	0.088	0.117	0.091	0.060	0.072	0.050	[ ]

Figure 3 - ISO 3382-1 acoustical parameters calculated for a stereo-binaural RIR

Coliseu Micaelense: located in Ponta Delgada city, is the largest entertainment hall in the Autonomous Region of the Azores. Built in 1917, it was purchased, renovated and reopened by the Ponta Delgada City Hall in 2005. It can host a wide variety of events, including shows in a conventional auditorium and shows in a circus arena, even shows such as café-concerts, rock concerts, banquets, casino, congresses, fairs and dance balls.

The Hall has a conventional horseshoe format (see Figure 4) with a seating capacity of 1270, distributed across the 1st and 2nd stalls (440 seats), the 1st and 2nd central and side balconies (350 seats) and across the 80 boxes located at 1st and 2nd levels (480 seats). The central main floor has an area of 260 m^2.

Figure 5 shows the room plan of Coliseu Micaelense with the 18 measurements points shown. The acoustic source was in the center of the stage.



Figure 4 - Coliseu Micaelense - view to the stage from balconies' level.

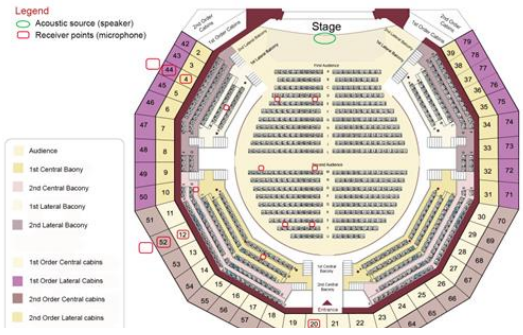


Figure 5 - Coliseu Micaelense – measurement points and source location.

ESELx Great Hall: The Great Hall of the Lisbon School of Education (ESELx), with a floor area of around 300 m^2 and a maximum seating capacity for 300 people, allows a variety of cultural events such as theater, cinema, concerts, and conferences. The hall has a flat audience area, with individual chairs, and a circular shaped balcony, as shown in Figure 6. Figure 7 shows the hall's plan with the locations of the acoustic source and of the 6 measurement points, 3 located in the audience area and 3 located on the balcony.



Figure 6 - ESELx Great Hall – view from the entrance.

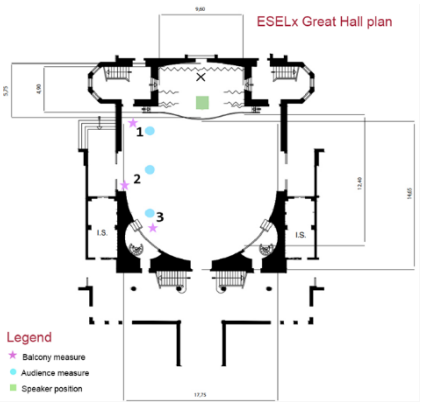


Figure 7 - ESELx Great Hall – measurement points and source location.

ESML Great Hall: Also called Vianna da Motta Auditorium is located at Lisbon School of Music (see Figure 8). This room, which was designed by the Portuguese architect Carrilho da Graça and by the Belge acoustician Daniel Commins, has a volume of ca. 4650 m^3 and a seating capacity for 448 people, distributed across 16 rows with 28 seats.
The stage possesses a flat wooden floor on joists, the audience area is tilted approximately 20º in relation to the horizontal plane and has two wooden flights of stairs in between the rows of chairs. The walls surrounding the audience go continuously around the stage in a roughly trapezoidal shape and consist entirely of large-scale shape-optimized reflection phase grating diffusors. Figure 9 shows the locations of the acoustic source on the stage and of the 9 acquisition points in the audience.



Figure 8 - ESML Great Hall – view towards the stage.

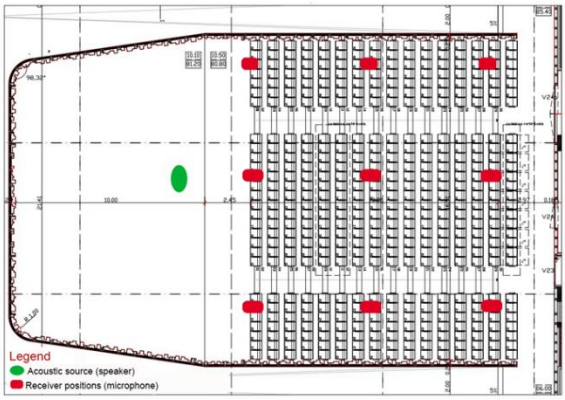


Figure 9 - ESML Great Hall – measurement points and source location.

ESML Small Hall: Located at Lisbon School of Music, this hall was also designed by the Portuguese architect Carrilho da Graça. It has a seating capacity for 58 persons (Figure 10), with features that gives it versatility to host various cultural events, like music, conferences, theater, dance, and cinema. The volume of the entire hall is around 400 m^3, and the audience area, with 39 m^2 and 7 rows, is tilted approximately 20º in relation to the stage, which is horizontal.

Figure 11 shows the plan of the Small Hall with the locations of the 5 measurement points (microphone acquisition on the audience) and the acoustic source.



Figure 10 - ESML Small Hall – view from the stage.

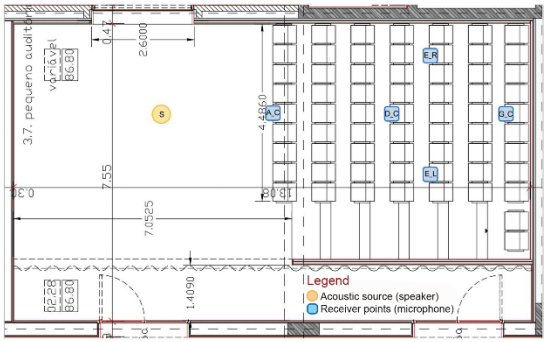


Figure 11 - ESML Small Hall – measurement points and source location.

Garrett Hall: Is the main hall of the National Theatre D. Maria II in Lisbon. The Garrett Hall was designed by the Italian architect Fortunato Lodi in a classic horseshoe shape (see Figure 12) and opened at 13th April 1846. In 1964, the theater was destroyed by a fire, which led to a full reconstruction of the building, inaugurated in 1978. The restoration project focused on providing the best possible acoustic conditions, aiming at a 1 second reverberation time. Nowadays this hall is still mainly used for theater performances, thus maintaining its original purpose. The present Garrett Hall possesses a volume of 3105 m^3 for the audience and a seating capacity for 694 people. The stage is around 18 m deep, 29 m wide and 17 m high. The total volume of the hall (audience + fly tower) is ca. 12000 m^3.
Figure 13 shows the location of the acoustic source on stage, together with the 10 measurement points located at the audience stalls, at the 1st and 2nd balconies, and at the royal tribune.



Figure 12 - Garrett Hall – view from the stage.

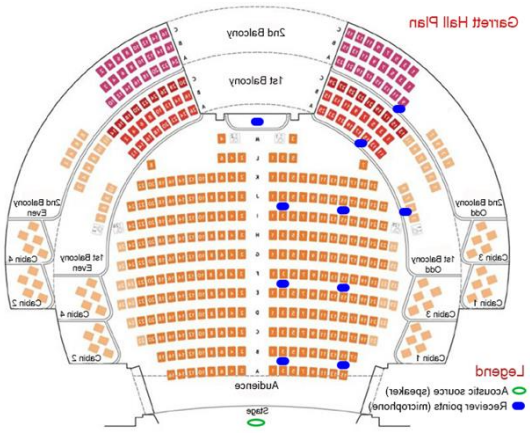


Figure 13 - Garrett Hall – measurement points and source location.

Gulbenkian Great Hall: The Grand Auditorium of the Calouste Gulbenkian Foundation in Lisbon had its inaugural concert on the 3rd of October 1969, the day after the official inauguration of this complex. With exceptional acoustics, its design and construction were aimed at hosting many cultural activities, including symphonic and choral-symphonic music, congresses and conferences, ballet, theater and cinema.

The hall was designed by the Portuguese architects Alberto Pessoa, Pedro Cid e Ruy d' Athouguia and by the British acoustician William Alexander Allen.
Renovated in 2014, with ARUP as acoustic consultant, the Great Hall has a capacity for 1203 people, spread over 36 rows on 3 different levels: 651 seats on the 1st audience stalls, 416 on the 2nd audience stalls and 161 on the balcony. The hall has a floor area of 875 m^2 and a height of ca. 8 m. The backstage is glazed towards the outside garden, and when uncovered it allows for a unique setting. Figure 15 shows the 12 measurement points in the hall and the position of the acoustic source (stage).

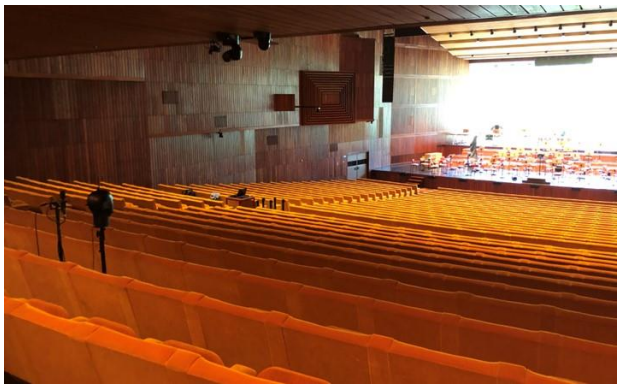


Figure 14 - Gulbenkian Great Hall – view from the back on the right side of the audience.

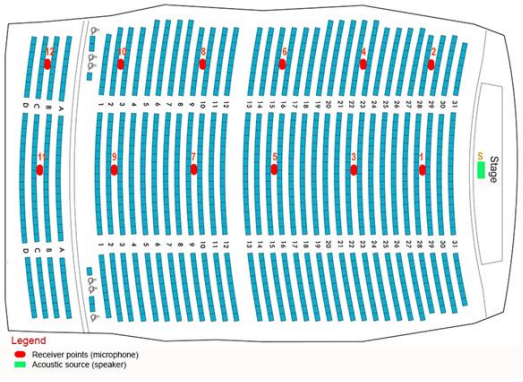


Figure 15 - Gulbenkian Great Hall – view from the back on the right side of the audience.

St. Dominic Convent Church: Inaugurated on the 21st of March 1994 by the Dominican Order as the first male catholic convent built in Lisbon since the last 250 years. Designed by Portuguese architects José Fernando Gonçalves and João Paulo Providência, it is a modern church of sober and minimalist lines, with a rectangular shaped floor measuring 12.5 m x 35.0 m and a considerable height of ca. 15.0 m. The space has a large window that opens onto the inner cloister, the floor is slightly inclined towards the altar and its interior decoration is also very minimalistic, without figures or images (see Figure 16).
Figure 17 shows the acoustic source location, near the altar, and the 8 acquisition points scattered throughout the audience.



Figure 16 - St. Dominic Convent Church – view from the main entrance.

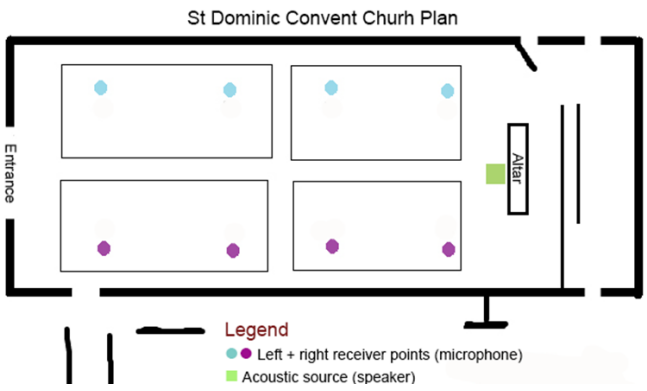


Figure 17 - St. Dominic Convent Church – source location and measurement points.

St. George Cinema: The main hall of this cinema in Lisbon is called Manoel de Oliveira (after the famous Portuguese filmmaker). The cinema opened in 1950 and was remodeled several times, the last refurbishment took place in 2001. It is a hall with a seating capacity for 830 persons divided into 3 audience stalls with respectively: 160, 364 and 324 seats (see Figure 18). Figure 19 shows the 7 measurement points' location scattered throughout the 3 levels of the audience stalls and the acoustic source placed centered on the stage.



Figure 18 - St. George Cinema – Manoel de Oliveira Hall, view from the back of the 3rd audience stall.

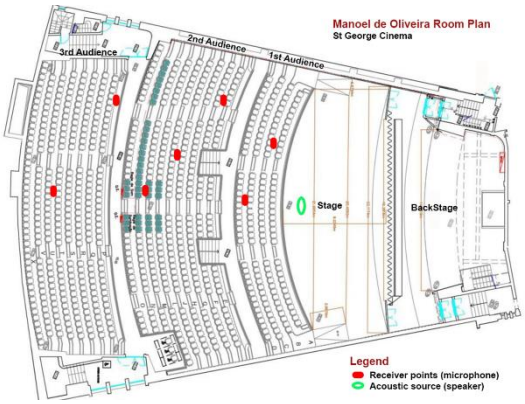


Figure 19 - Manoel de Oliveira Room – source location and measurement points.

Lux Frágil: A famous nightclub located in Lisbon that opened on the 29th of September 1998. Lux Frágil, besides being a bar and disco, has hosted concerts, performances, exhibitions, book presentations and recordings and was even on the set of many television programs. The disco has a floor area of ca. 270 m^2 (16.0 m x 17.0 m) and a mean height of ca. 8.0 m. Figure 21 shows the 10 acquisition points, 7 of them were also used for SPL measurements. The resident surround sound system was used as an acoustic source.



Figure 20 - Lux Frágil – view of the disco room.

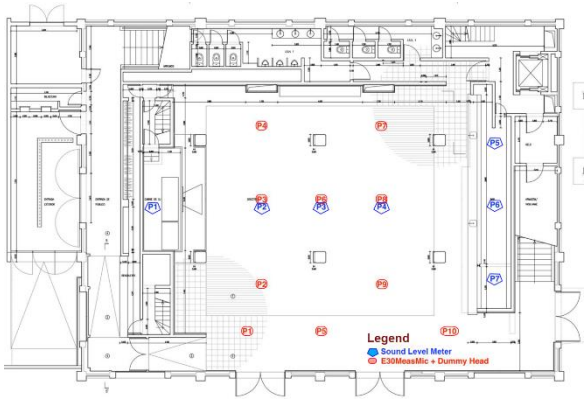


Figure 21 – Lux Frágil – measurement points with a sound level meter, microphone, and dummy head.

Convent of Christ: a UNESCO Heritage of Mankind monument complex in the city of Tomar, continuously built between the 12th and 16th centuries. Known for its Templar history and diverse architectural styles, it is of undeniable cultural and archaeological importance. Nowadays it is open

to the public and occasionally hosts educational and artistic exhibitions as well as cultural events such as concerts and plays.
Acquisitions were done in the Charola (Round Church), High Choir Nave, Main Cloister (D. João III), Refectory and Small Cistern, allowing for a rather complete and unique preservation of the monument's acoustics.



Figure 22 - Convent of Christ - Main cloister



Figure 23 – Convent of Christ - Refectory



Figure 24 - Convent of Christ - Charola



Figure 25 Convent of Christ - Small cistern

5 Conclusions and Future Work

REVERBDATA establishes a structured and comprehensive database of RIRs acquired through state-of-the-art high resolution multi-channel techniques in significant Portuguese spaces. RIRs are available under different formats (AB stereo, binaural, 1st, 2nd and 3rd order Ambisonics), presently corresponding to more than 140 locations registered for 15 distinct significant spaces. Future work envisages the addition of many more significant Portuguese spaces to the existing ones. The REVERBDATA Database and Project is available freely at www.reverbdata.org.

6 Acknowledgements

This work received financial support from the project IPL/IDI&CA2023/REVERBADATA_ESML.

7 References

[1] D. Alarcão, P. Bello, and O. Inácio, "Acoustic assessment of the Garrett hall of the national theatre D. Maria II in Lisbon", *ACUSTICA 2020,* (Oct. 2020).

[2] D. Alarcão, P. Bello, and O. Inácio, "On the acoustics of the Vianna da Motta Auditorium in Lisbon", *EURONOISE 2021,* (Oct. 2021).

[3] D. Alarcão and O. Inácio, "Determination of room acoustic parameters using spherical beamforming – The example of Lisbon's Garrett Hall," *Appl. Acoust.*, vol. 192, p. 108734, Apr. 2022, https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2022.108734

[4] ISO 3382-1:2009 - Acoustics — Measurement of room acoustic parameters Part 1: Performance spaces." Jun. 2009. available: https://www.iso.org/standard/40979.html

[5] A. Lundeby, H. Bietz, T. E. Vigran, and M. Vorländer, "Uncertainties of measurements in room acoustics," *Acustica 81 (4), pp. 344–355 (1995).*
available: https://api.semanticscholar.org/CorpusID:125623254

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CARACTERIZACIÓN ACÚSTICA DEL CORRAL DE COMEDIAS DE ALMAGRO

Jesús López-Ballester[1], Jaume Segura-Garcia[1], Máximo Cobos[1], Rosa M. Cibrián[1], Alicia Giménez[2], José Javier López[2]

[1]Universitat de València
{jsegura@uv.es, lobaje@uv.es, macose2@uv.es, cibrian@uv.es}
[2]Universitat Politècnica de València
{jjlopez@dcom.upv.es, agimenez@fis.upv.es}

Resumen
Las medidas realizadas en teatros antiguos ofrecen una ventana única para comprender la acústica en estos edificios históricos, que son parte integral de nuestro patrimonio cultural. Desde los teatros greco-romanos hasta las construcciones más recientes, diferentes investigadores han contribuido al entendimiento de la acústica en estos espacios dedicados a la acción performativa.
En nuestro estudio, hemos realizado un análisis de las características acústicas de uno de los pocos teatros que aún se mantienen en pie desde el Siglo de Oro castellano, como es el caso del Corral de Comedias de Almagro. Este teatro, con su disposición abierta en el patio de butacas, se distingue notablemente de las tipologías más comunes de los siglos posteriores. Al estudiar la acústica de este teatro histórico, podemos obtener una comprensión más profunda de cómo se diseñaban y se experimentaban los espacios teatrales en el pasado, lo que a su vez puede informar la restauración y preservación de estos importantes sitios culturales para las generaciones futuras

Palabras-clave: acústica de salas, teatro clásico, patrimonio cultural, sala abierta, caracterización acústica.

Abstract
Measurements made in ancient theaters offer a unique window to understand the acoustics in these historic buildings, which are an integral part of our cultural heritage. From Greco-Roman theaters to the most recent constructions, different researchers have contributed to the understanding of the acoustics in these spaces dedicated to performative action.
In our study, we have carried out an analysis of the acoustic characteristics of one of the few theaters still standing from the Castilian Golden Age, as is the case of the Corral de Comedias de Almagro. This theater, with its open layout in the stalls, is notably different from the most common typologies of later centuries. By studying the acoustics of this historic theater, we can gain a deeper understanding of how theatrical spaces were designed and experienced in the past, which in turn can inform the restoration and preservation of these important cultural sites for future generations.

Keywords: room acoustics, classical theater, cultural heritage, open room, acoustic characterization.

PACS no. Nn *43.55.-n, **Nn** *43.55.+p, **Nn** *43.58.Ta

1 Introducción

Los estudios acústicos de entornos patrimoniales han ganado relevancia en los últimos años debido a la creciente conciencia sobre la importancia de conservar no solo los aspectos visuales y arquitectónicos de los sitios históricos, sino también sus características sonoras. El propósito de estos estudios es principalmente, el análisis del comportamiento y distribución del sonido en espacios históricos como catedrales, teatros y plazas, y cómo sus propiedades acústicas pueden haber influido en su diseño y uso original. Investigaciones recientes han utilizado tecnologías avanzadas, como la simulación acústica y la grabación en 3D, para recrear las condiciones sonoras originales de estos entornos, permitiendo a los estudiosos y al público experimentar el pasado de una manera más inmersiva y auténtica.

Un caso notable es el análisis acústico de la Basílica de San Marco en Venecia [1], donde los investigadores han utilizado modelos computacionales para estudiar cómo la estructura de la basílica influye en la propagación del sonido. Estos estudios han revelado que las características acústicas de la basílica no solo fueron un resultado del diseño arquitectónico, sino que también pudieron haber influido en el tipo de música que se componía y ejecutaba en este espacio. También en [2], los autores presentan un modelo de Realidad/Acústica Virtual que permitió el análisis acústico de la Catedral de Sevilla. Este tipo de recintos cerrados muestran unas características de propagación acústica totalmente difusas, debido a su configuración geométrica y arquitectónica.

En el ámbito del análisis de los edificios patrimoniales de uso teatral, en [3], se plantea el estudio de un teatro y anfiteatro romano, permitiendo la caracterización de este tipo de teatros antiguos en un entorno abierto existente. Sobre la reconstrucción de teatros no existentes, en [4] se estudia la acústica de un teatro desaparecido en el barroco valenciano como es la Casa de Comedias de la Olivera.

En este trabajo, se pretende estudiar el entorno acústico del Corral de Comedias de Almagro, un teatro del siglo XVII y que resulta una de las piezas patrimoniales más emblemáticas en el entorno teatral de esta época. Para ello, se ha realizado la medición de las respuestas impulsivas y el cálculo de diferentes métricas acústicas en el entorno, así como su distribución espacial en el entorno.

2 Material y métodos

2.1 El Corral de Comedias de Almagro

El Corral de Comedias de Almagro fue, y continúa siendo, un edificio dedicado a las representaciones teatrales del siglo XVII [5], durante el Siglo de Oro de las letras castellanas. En esa época, las representaciones teatrales dejaron de realizarse en las plazas públicas y se trasladaron a espacios más reducidos y acogedores, como los patios de posadas y mesones, por razones de acústica, comodidad y economía. Estos patios estaban rodeados de corredores con balaustres de madera, donde se instalaba un tablado o estrado contra una de las paredes del corral, formando el escenario. El público se ubicaba en los corredores, sentados en sillas y bancos corridos, o de pie en el espacio abierto del patio.

Este edificio fue declarado monumento nacional en 1955, y mantiene la estructura original de los corrales de comedias del siglo XVII, probablemente por la continuidad de su uso como

mesón. Es el único ejemplo de teatro de este tipo conservado en su integridad; que se dio tanto en la España del siglo XVII como en la Inglaterra del teatro isabelino. El Corral de Almagro conserva íntegramente su estructura original, construida en 1628, y originalmente ocupaba una extensión de 622 m². Este recinto puede cubrirse con una lona en caso de lluvia ligera. La figura 1 muestra una vista global de su entorno.



Figura 1 – Vista del escenario, del patio (platea), de los corredores laterales y los palcos en los pisos superiores

2.2 Dispositivos de medida

Para las medidas acústicas se usaron diferentes elementos. Entre ellos se dispuso de:
- Una fuente dodecaédrica de fabricación propia, con una respuesta de los altavoces cuasi-lineal entre 100 y 16000 Hz.
- Un par de altavoces DAS con diámetros 14” y 7” de 1000W cada uno.
- Una interfaz de audio Focusrite Scarlett 18i20 de 3ª Generación, con 18 canales de entrada y 8 de entrada preamplificada.
- Un conjunto de micrófonos de condensador Sonarworks SoundID Reference Measurement Micro con patrón omnidireccional.

La figura 2 muestra las fuentes sonoras y la ubicación de dos micrófonos de set.

El conjunto de micrófonos se dispuso en el patio o platea, tal y como muestra la figura 3, permitiendo una distribución uniforme de ellos para un mejor registro de los parámetros acústicos. También se observan algunas localizaciones de micrófonos en el frontal del escenario, así como 2 posiciones de fuente.



Figura 2 – Fotografías de diferentes aparatos del sistema de registro.

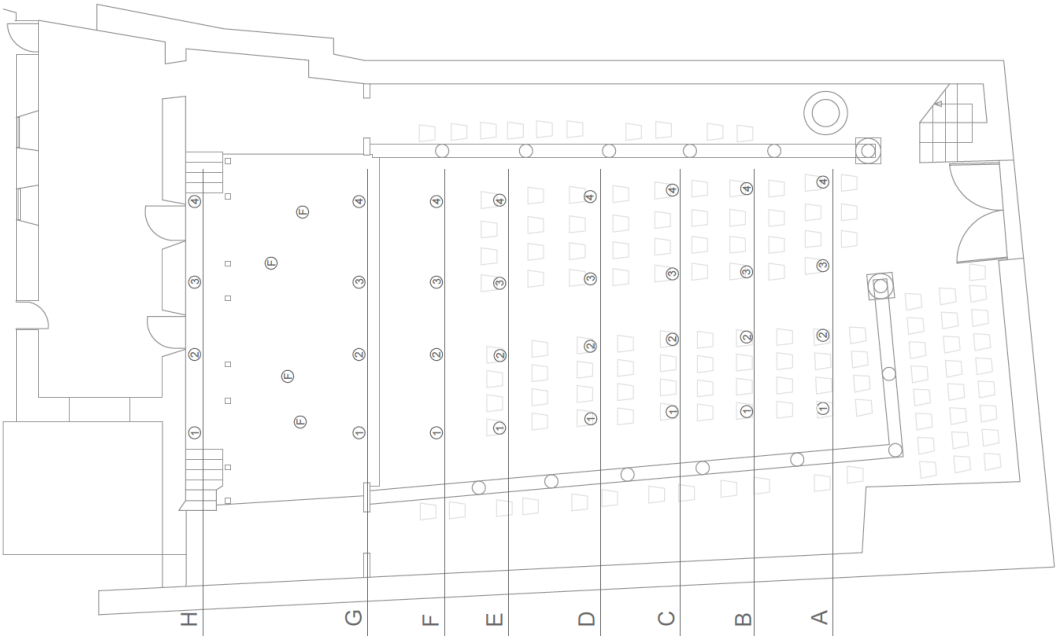
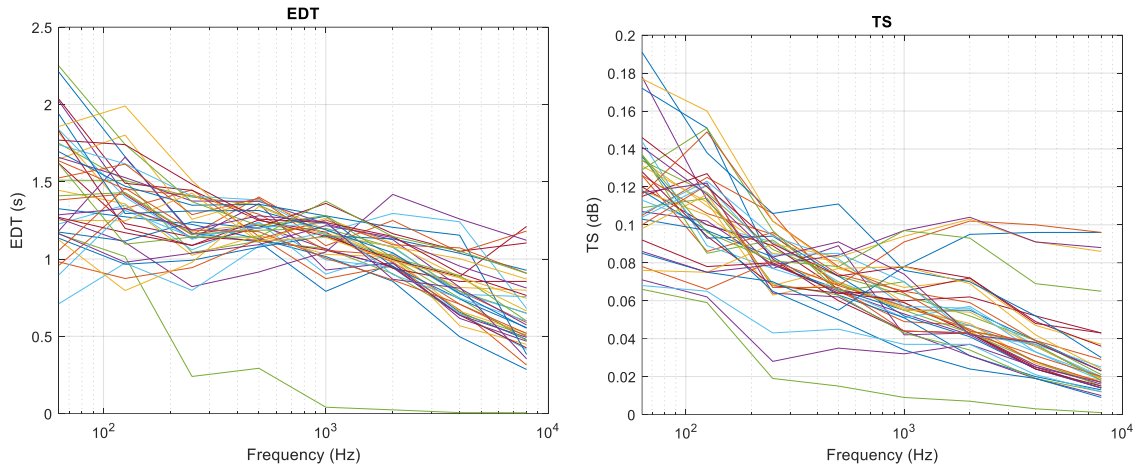


Figura 3 – Puntos de medida en la platea del corral y en el escenario (junto con 2 fuentes).

3 Resultados

Las medidas acústicas realizadas en el entorno del Corral de Comedias de Almagro se presentan en las siguientes figuras. La figura 4 muestra las curvas en frecuencia para las diferentes posiciones de medida del corral. La 4a muestra el EDT, que entre 250Hz y 2000Hz, se encuentra en el rango entre 0,9 y 1,5s. Así mismo, para Ts, entre las mismas frecuencias se encuentra entre 0,03 y 0,12 dB.



(a) (b).

Figura 4 – Curvas en frecuencia de EDT (a) y Ts (b) para todas las posiciones en la platea del corral (figura 3).

La figura 5 muestra la distribución de la figura de mérito C50, que promedia las bandas de 250, 500, y 1000 Hz. En ella se observa la distribución del promedio de la claridad hablada en la zona del patio, la cual muestra una buena distribución, aunque se observa un máximos en las 6 posiciones centrales de las 3 primeras filas desde el escenario.

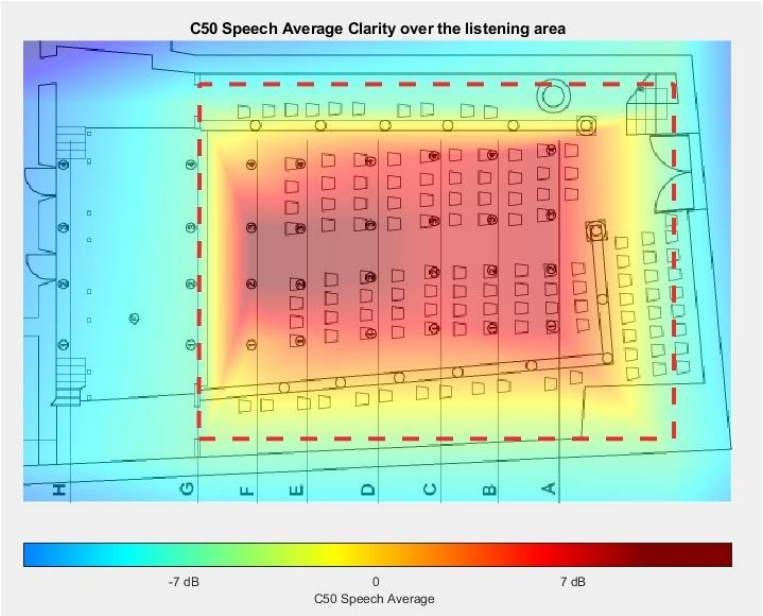


Figura 5 – Índice de Claridad 50 sobre el área de escucha.

Este hecho se comprueba en la figura 6, en la que estas 6 posiciones muestran picos de resonancia (o eco flotante) en 125 y 500Hz.

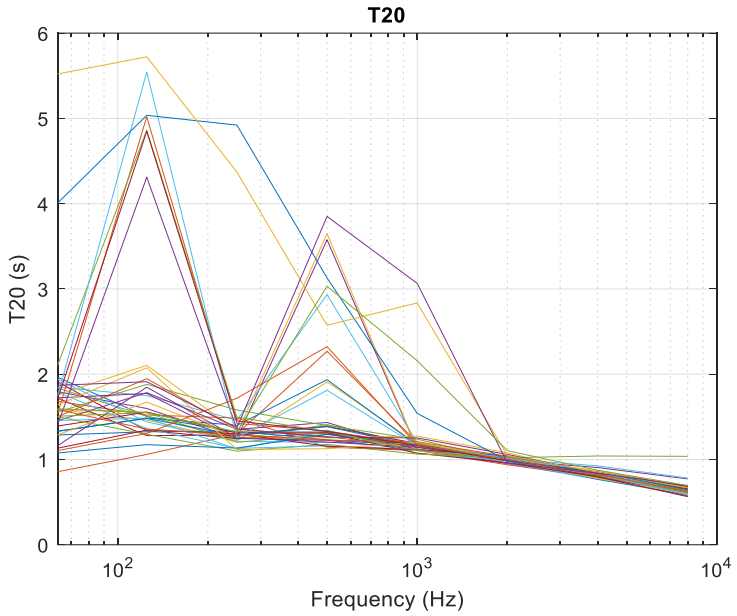


Figura 6 – Tiempo de reverberación 20 para todas las posiciones en la platea del corral.

De igual manera, la figura 7 muestra la distribución de la figura de mérito para C80. En ella se observa la distribución del promedio de la claridad musical en la zona de la platea, la cual muestra una distribución bastante uniforme.

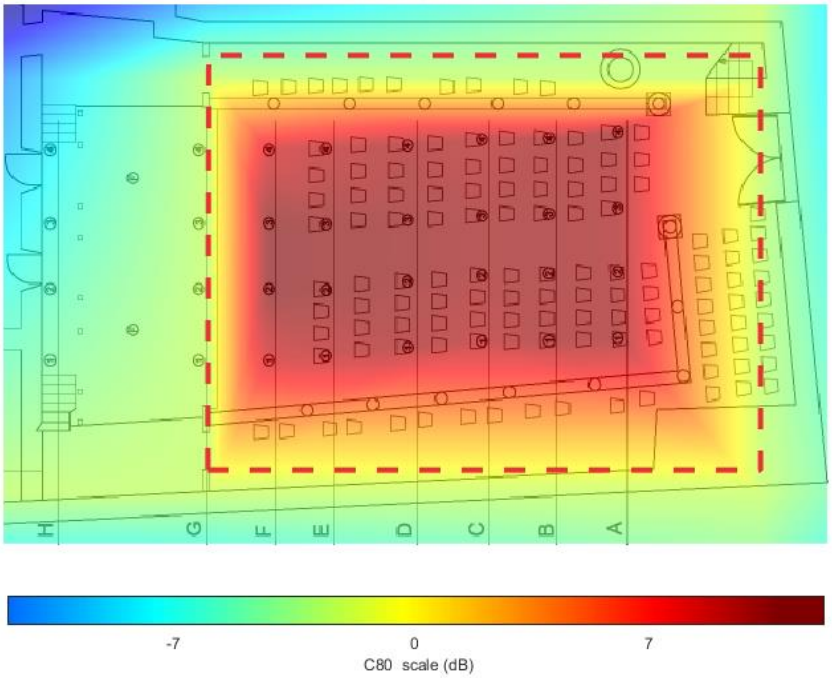


Figura 7 – Índice de Claridad 80 sobre el área de escucha.

La figura 8 muestra las curvas en frecuencia de C50 y C80. En ellas se observa la distribución del promedio de la claridad musical en la zona de la platea, la cual muestra una distribución bastante uniforme. La figura 9 muestra el valor promedio (o figura de mérito) para C50 y C80 en las posiciones de medida del segundo piso.

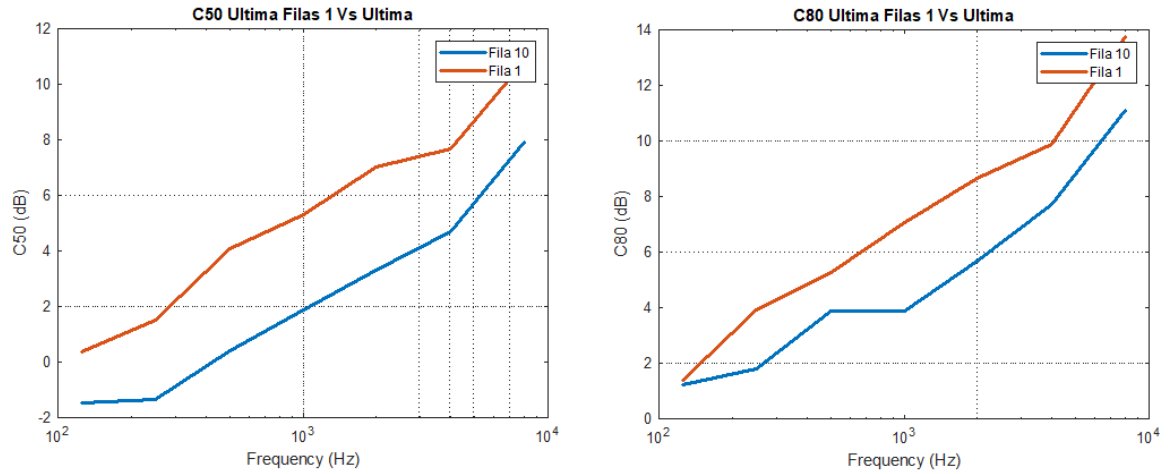


Figura 8 –Curvas en frecuencia de los Índices de Claridad C50 y C80 de la primera y la última fila de la platea.

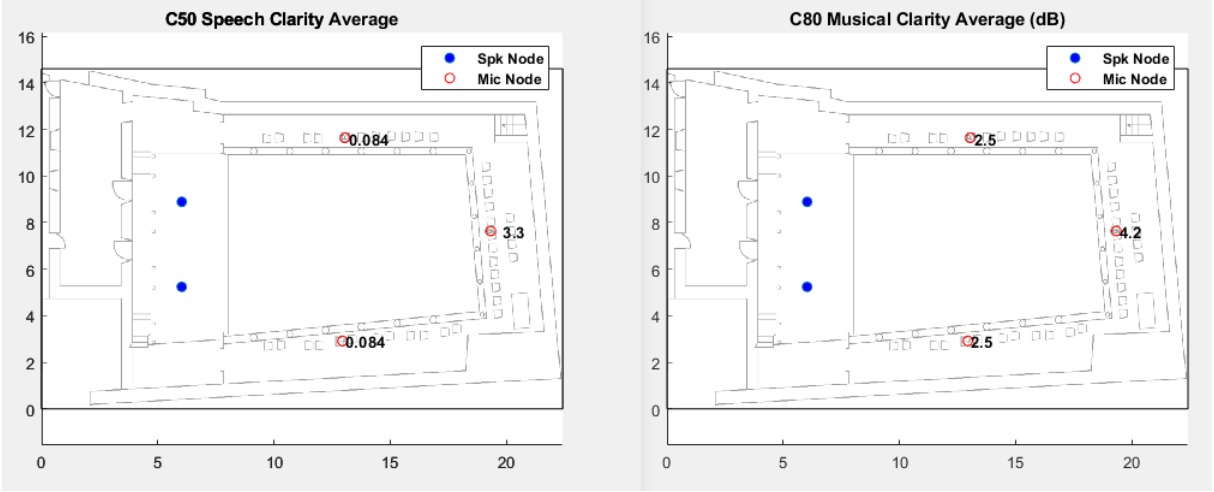


Figura 9 – Índice de Claridad de 50ms y 80ms sobre el segundo y el tercer piso en las posiciones de medida.

4 Conclusiones

En este trabajo hemos presentado las medidas realizadas en el Corral de Comedias de Almagro, un edificio patrimonial dedicado a la escena. En el estudio obsevamos que hay una distribución adecuada tanto para la palabra como para la música. Sin embargo, observamos una pequeña zona en la zona central de las primeras 3 filas en la que existe un pequeño eco flotante que refuerza la reverberación a 125 y 500Hz.

En trabajos futuros, trataremos de analizar respuestas impulsivas 3D recogidas con un EigenMike con 64 cápsulas.

Agradecimentos

Los autores desean agradecer a la Generalitat Valenciana por el proyecto CIAICO/2021/057, así como la beca CIBEST/2023/101. Igualmente, agradecer al Ministerio de Ciencia e Innovación por el proyecto PID2021-126823OB-I00.

Referencias

[1] D. Bonsi, D. Stanzial; "Acoustic analysis of the Saint Mark's Basilica in Venice by means of quadraphonic impulse response measurements". International Symposium on Room Acoustics (ISRA'2007), Satellite Symposium of the 19th International Congress on Acoustics Seville, 10-12 September 2007.

[2] L. Álvarez-Morales, J. Francisco Molina-Rozalem, S. Girón, A. Alonso, P. Bustamante, A. Álvarez-Corbacho; "Virtual Reality in church acoustics: Visual and acoustic experience in the Cathedral of Seville, Spain". 24th International Congress on Sound and Vibration, London, 23-27 July 2017.

[3] M. Galindo, S. Girón, R. Cibrián; "Acoustics of performance buildings in Hispania: The Roman theatre and amphitheatre of Segobriga, Spain", Applied Acoustics, 166, 2020, 107373, https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107373.

[4] S. Mirasol-Menacho, A. Planells-Pérez, J. Segura-Garcia, S. Felici-Castell, M. Cobos-Serrano, R. Cibrián, A. Giménez-Pérez, J. Oleza-Simó. "Virtual Acoustic Rendering in Old Spaces: Application to an Early-Modern Theatre in València, "L'Olivera"". In: De Paolis, L., Bourdot, P. (eds) Augmented Reality, Virtual Reality, and Computer Graphics. AVR 2018. Lecture Notes in Computer Science, vol 10851. Springer, Cham., 2018. https://doi.org/10.1007/978-3-319-95282-6_20

[5] L. Benítez de Lugo Enrich, Luis, I. G. Hidalgo Herreros. «Arqueología en Almagro: El Corral de las Comedias». En *El Corral de Comedias y la Villa de Almagro*, 177-200. [Toledo]: Junta de Comunidades de Castilla-La Mancha: Fundación de Cultura y Deporte de Castilla-La Mancha, [2002], 2002.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MODELOS ACÚSTICOS A PARTIR DE ESCANEOS 3D CON LIDAR

Jesús López-Ballester[1], Jaume Segura-Garcia[1], Máximo Cobos[1], José Javier López[2], Rosa M. Cibrián[1], Alicia Giménez[2]

[1]Universitat de València
{lobaje@uv.es, jsegura@uv.es, macose2@uv.es, cibrian@uv.es}
[2]Universitat Politècnica de València
{jjlopez@dcom.upv.es, agimenez@fis.upv.es}

Resumen
La captura de entornos mediante técnicas de nubes de puntos con LIDAR o mediante técnicas fotogramétricas es una práctica cada vez más común en diversos campos, desde la arquitectura hasta la ingeniería civil y la robótica. Estas tecnologías permiten obtener representaciones tridimensionales precisas de espacios físicos, lo que resulta invaluable para una variedad de aplicaciones. Sin embargo, a pesar de su precisión, las técnicas de simulación acústica tradicionales no pueden manejar niveles de detalle tan minuciosos como los proporcionados por las nubes de puntos. En este contexto, el desafío radica en desarrollar métodos que permitan aprovechar al máximo la información detallada capturada por el LIDAR para aplicaciones de simulación acústica.
En nuestro trabajo, hemos tratado de diseñar un procedimiento paramétrico específico para reajustar y filtrar estas nubes de puntos. El objetivo final es convertir esta información en un modelo acústico cerrado, para que pueda utilizarse de manera efectiva en simulaciones acústicas en determinados entornos. Al emplear técnicas de remallado y filtrado adaptadas a las características de las nubes de puntos capturadas por LIDAR, buscamos crear modelos acústicos que sean precisos, considerando la geometría detallada de la sala, pero que sean simples para su simulación acústica. Este enfoque nos permitirá mejorar la calidad de las simulaciones acústicas y, en última instancia, proporcionar resultados más confiables para una amplia gama de aplicaciones, desde el diseño arquitectónico hasta la planificación de eventos y la ingeniería de audio.
Palabras-clave: pointcloud, LIDAR, simplificación, simulación acústica.

Abstract
Capturing environments using point cloud techniques with LIDAR or photogrammetric techniques is an increasingly common practice in a variety of fields, from architecture to civil engineering and robotics. These technologies allow for accurate three-dimensional representations of physical spaces, which is invaluable for a variety of applications. However, despite their accuracy, traditional acoustic simulation techniques cannot handle such minute levels of detail as those provided by point clouds. In this context, the challenge lies in developing methods that can take full advantage of the detailed information captured by LIDAR for acoustic simulation applications.
In our work, we have tried to design a specific parametric procedure to refine and filter these point clouds. The ultimate goal is to convert this information into a closed acoustic model, so that it can be used effectively in acoustic simulations in certain environments. By employing remeshing and filtering techniques adapted to the characteristics of the point clouds captured by LIDAR, we aim to create acoustic models that are accurate, considering the detailed geometry of the room, but simple to simulate acoustically. This approach will allow us to improve the quality of acoustic simulations and ultimately

provide more reliable results for a wide range of applications, from architectural design to event planning and audio engineering.
Keywords: pointcloud, LIDAR, simplification, acoustic simulation.

PACS no. Nn *43.55.-n, **Nn** *43.55.+p, **Nn** *43.58.Ta

1 Introducción

El uso de la fotogrametría permite la elaboración de mapas de nubes de puntos en 3D. Existen otros procedimientos mediante el uso de cámaras de profundidad [1] o LIDAR [2], por los cuales la obtención de una nube de puntos puede ser útil para la obtención de modelos para la simulación acústica. En la obtención de estos modelos acústicos no es necesario una gran precisión, ya que ello repercutirá en la complejidad del modelo y en el incremento del tiempo de simulación. La obtención de nubes de puntos es beneficiosa para generación de modelos acústicos, pero para ello se deben simplificar adecuadamente. En diferentes campos, las nubes de puntos permiten usarlas para diferentes aplicaciones en diferentes campos, tanto para la obtención de gemelos digitales u otras estructuras que permitan la simulación u obtención de información. Mediante el uso de técnicas fotogramétricas, en [3] se presenta un método no supervisado de detección de viñedos y extracción de características a partir de mapas de nubes de puntos 3D. El método propuesto permite la generación automática de mapas de las regiones de terreno cubiertas por viñedos y, además, proporciona información sobre la orientación local de las hileras de vid y el espaciado entre hileras, organizados espacialmente en mapas. Otro ejemplo es [4], donde se presenta un enfoque alternativo para estimar el momento correcto de la cosecha de maíz; el método propuesto se centra en la relación entre los datos de madurez obtenidos por fotogrametría y los parámetros producidos por el análisis químico del maíz. Otro trabajo donde se desarrolla un enfoque fotogramétrico es [5]. En ese trabajo, los autores desarrollan un sistema automático para medir la rugosidad de la superficie del suelo a partir de imágenes tomadas sobre el terreno con una simple cámara digital, sin restricciones geométricas. La precisión del sistema se determinó sobre modelos artificiales construidos con poliestireno, cuyas precisiones de posición y elevación fueron de aproximadamente 1,5 mm, mientras que el error en la estimación de la superficie fue inferior al 0,76% de la superficie del lugar. Estos resultados muestran que dos índices de rugosidad, el índice de tortuosidad superficial y el valor medio de la altura, son los más eficaces para discriminar los niveles de laboreo del suelo agrícola. En [6], los autores también utilizan la fotogrametría, pero para el seguimiento de frutos en diferentes etapas de crecimiento. En este caso, estiman automáticamente el tamaño de una manzana "en el campo", generando una nube de puntos "utilizando estructura a partir del movimiento (SfM) y estéreo multivista (MVS)" y estimando el tamaño de la fruta. El inconveniente del trabajo es el largo tiempo de procesamiento.

Por otra parte, en [7], los autores establecen un protocolo de simplificación de pointcloud mediante una estrategia de particionamiento con voxelización en regiones para dividir el pointcloud en regiones que determinen características. Las aproximaciones anteriores tienen una visión común que se manifiesta en los procedimientos de obtención y reducción de la estructura compleja de puntos y vértices, que constituye la malla resultante. Aquí, las ideas de la generación y segmentación nos ayudan a elaborar los modelos 3D con técnicas fotogramétricas o a partir de cámaras de profundidad o LIDAR. Estos modelos sirven como marco para permitir la recopilación de información de salas.

En nuestro caso hemos probado diferentes técnicas escaneando una geometría compleja como es el Corral de Comedias de Almagro (Ciudad Real, España). Este es el único ejemplo de teatro del siglo XVII de esta tipología conservado íntegramente y manteniendo la estructura original de los corrales de comedias del Siglo de Oro.

2 Material y Método

En esta sección se explicarán las características de los dispositivos utilizados para el escaneo del teatro, así como los procedimientos para la reducción de complejidad y simplificación de las nubes de puntos, así como el mallado de ellas.

2.1 Materiales y dispositivos de escaneo

Para la realización de los escaneos 3D, hemos usado un escáner FARO FOCUS 3D, con una precisión de 1mm a los 20m, con una velocidad de captura de hasta 2 millones de puntos por segundo y un alcance de hasta 150m, pudiendo hacer un escaneo por minuto. El escáner también tiene conexión inalámbrica mediante 802.11n. La Figura 1 muestra una foto de un escaneo de la parte inferior del corral desde el escenario.



Figura 1 – Fotografía de un escaneo del corral con FARO Focus 3D.

Con el escáner FARO se han realizado un total de 12 escaneos distribuidos por el volumen del recinto para evitar las zonas de sombra y conseguir que todo el volumen sea barrido por el escáner. En la Figura 2 se puede ver un detalle de la ubicación del escáner en la planta baja, primer y segunda de izquierda a derecha respectivamente. Para reforzar el alineamiento de las diferentes nubes de puntos obtenidas, se han incluido un total de 5 esferas reflectantes que se mantuvieron fijas durante todo el proceso y que se pueden observar en el borde y centro del escenario en la Figura 1.

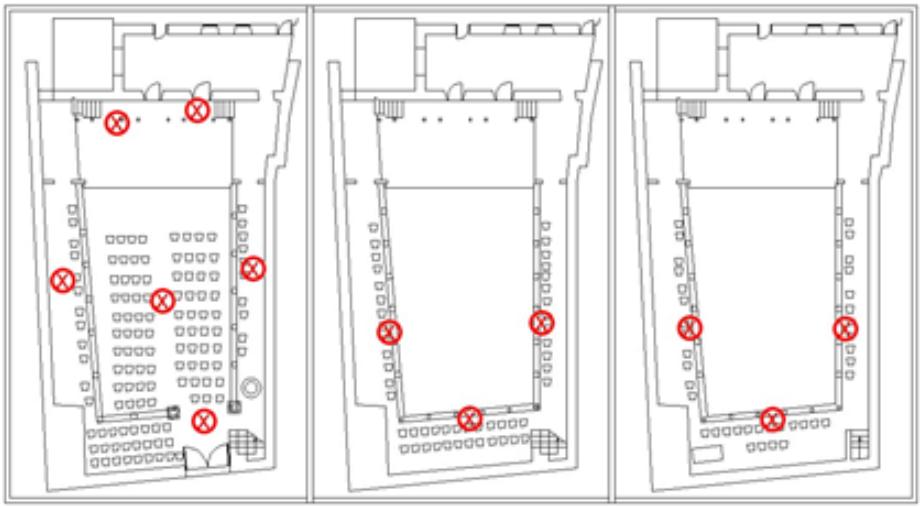


Figura 2 – Puntos de escaneo del escáner LIDAR FARO.

Además de la tecnología LIDAR se empleó otro método en los escaneos 3D, mediante el uso de un escáner Matterport Pro 2 3D. Este tipo de escáner realiza fotografías de hasta 134 Megapíxeles, con un campo de visión de 360º en el plano polar y 300º en el plano azimutal, para la obtención de nubes de puntos mediante técnicas fotogramétricas, combinado con una cámara de profundidad (cámara de infrarrojos). Este escáner consigue una precisión de 5 mm a los 20 m, pudiendo hacer un escaneo por minuto. El escáner también tiene conexión inalámbrica mediante 802.11n/ac. La Figura 3 muestra el escáner Matterport Pro 2 en funcionamiento. En este caso, para cubrir el total de volumen estudiado evitando zonas de sombra ha sido necesario realizar un total de 127 escaneos.



Figura 3 – Fotografía de un escaneo del corral con Matterport Pro 2.

2.2 Métodos de simplificación y mallado para simulación acústica

Una vez terminado el proceso de escaneo hemos obtenido diferentes nubes de puntos en formato PLY (Polygon File Format) o XYZ indistintamente. En cualquier caso, estos datos contienen información de posición de cada punto escaneado y del color capturado en el mismo. En el caso del escáner de tecnología LIDAR FARO, cada escaneo de los 12 realizados contiene una media de 24 millones de puntos, resultando en una nube de puntos de más de 288 millones de puntos. En el caso del Matterport que emplea fotogrametría ha sido necesario realizar 127 escaneos, obteniéndose un total de 37 millones de puntos aproximadamente.

2.2.1 Simplificación de nube de puntos

Las técnicas de simplificación de nubes de puntos más empleadas son la aleatoria y la reducción por promediado mediante rejilla uniforme y no uniforme.

En el caso de la reducción aleatoria, se especifica generalmente el porcentaje de puntos originales que se mantendrá. Para obtener la nube de puntos resultante, el algoritmo elimina aleatoriamente puntos hasta la proporción adecuada, por lo que suele emplearse como técnica sin reemplazo, es decir, no se promedia nada ni se definen nuevos puntos, únicamente se realiza un diezmado de la nube original. Este método es más rápido computacionalmente hablando, pero conserva peor las formas originales.

La reducción por rejilla o “grid average” se basa en definir una caja que se desplazará por la nube de puntos. Los puntos dentro de la misma caja se fusionan mediante promediado en un único punto para la nube de puntos de salida y tanto sus propiedades de color como las normales se promedian en consecuencia. En nuestro caso este método preserva la forma de la nube de puntos mejor que otros ensayados. En el algoritmo de simplificación se repite la caja definida para formar una rejilla alineada con los ejes, por lo que es más costoso computacionalmente hablando, aunque en nuestro caso ha sido el algoritmo escogido. Al igual que en el primer caso, la reducción por rejilla no uniforme, nos devolvió peores resultados de simplificación, por lo que fué descartado.

2.2.2 Creación de la malla para exportar

El siguiente paso para obtener un modelo exportable a un programa de simulación acústica, es el de convertir una nube de puntos en una malla tridimensional. Al convertir la nube de puntos en una malla tridimensional creamos una superficie sólida y contínua que sigue la geometría del espacio representado por la nube de puntos. En nuestro caso disponemos de las normales calculadas en el proceso de simplificación de la nube de puntos por lo que no es necesario calcularlas.

De las diferentes técnicas más empleadas para la reconstrucción de superficie final como la volumétrica o VCG, de Poisson o por pivotaje de bola o “ball-pivot”, es esta última la que ha proporcionado los mejores resultados después de los diferentes ensayos realizados.

El algoritmo se basa en definir una bola de radio ‘p’ y forma un triángulo si 3 puntos de la nube de puntos tocan la bola sin contener ningún otro punto. Partiendo de un triángulo semilla, se pivota la bola alrededor de una arista hasta tocar otro punto, definiendo así un nuevo triángulo y repitiendo el proceso con todas las aristas y hasta que se recorran todos los puntos. Este algoritmo se caracteriza por necesitar poca memoria RAM y cálculo en CPU, por lo que es muy eficiente, además de proporcionar una elevada calidad de resultados.

3 Resultados

En la Tabla 1 se puede observar un resumen de los datos de escaneo obtenidos después del proceso de scaneo y las nubes de punto obtenidas.

Tabla 1 – Datos de escaneo 3D y nubes de puntos iniciales.

	FARO	**Matterport**
Posiciones de escaneo	12	127
Nº Puntos de la nube	288 M	37 M
Tamaño en disco	16.35 GB	1.43 GB

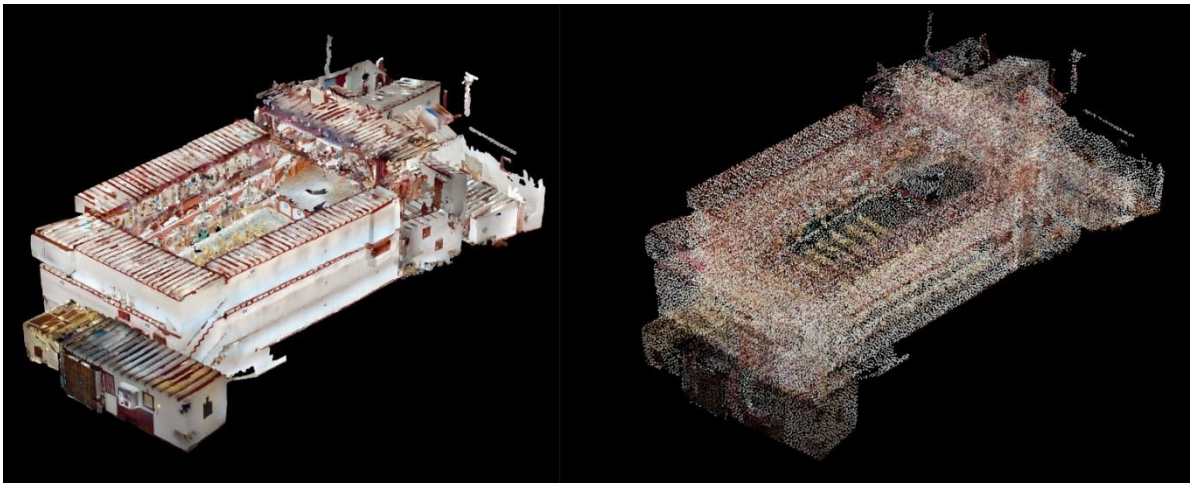


Figura 4 – Modelo completo del Corral escaneado con Matterport, sin simplificar (izda.) y simplificado (dcha.)

En cualquier caso, las nubes de puntos presentan una densidad muy alta, lo que dificulta su manejo con soltura en equipos informáticos habituales. Para una primera aproximación a un modelo geométrico mallado que permita la simulación acústica, es necesario realizar una simplificación de las nubes de puntos hasta obtener una cantidad manejable. Como se ha mencionado, este estudio trata de fijar unos umbrales manejables en la densidad de nubes de puntos y mallado para afrontar la simulación acústica del Corral de Comedias. Por ello necesitamos geometrías básicas, lo que no implica que, en las siguientes iteraciones, no se realice un estudio pormenorizado por zonas y una simulación acústica empleando geometrías más complejas y con más detalle.

En la etapa de reducción y remallado, se ha empleado la técnica de reducción por rejilla. En esta aplicación, se ha realizado la simplificación de las nubes de puntos hasta obtener tamaños manejables por otros softwares de simulación acústica que se pueden ver en la Tabla 2. Como se puede observar, las nubes de puntos de unos cien mil puntos proporcionan buenos resultados para nuestro estudio, como se observa gráficamente en la Figura 4.

Tabla 2 – Datos de simplificación de las nubes de puntos.

	FARO	**Matterport**
Vertices Nube Original	288 M	37 M
Vertices Nube Simplificada	102 K	97 K
Caras mallado	192 K	177 K

Seguidamente, empleando el algoritmo de mallado "ball-pivot" se han creado las mallas triangulares que permiten exportar la geometría simplificada a formatos dxf, stl o 3ds por ejemplo.

En la Figura 5 se puede ver el resultado de cada etapa sobre el escaneo realizado con el escáner Matterport. De izquierda a derecha la nube de puntos original, el resultado de la simplificación de la misma hasta un 2% de la original (96.991 puntos) en el centro. Finalmente, a la derecha se puede ver la malla final obtenida que presenta 177.125 triángulos o caras.

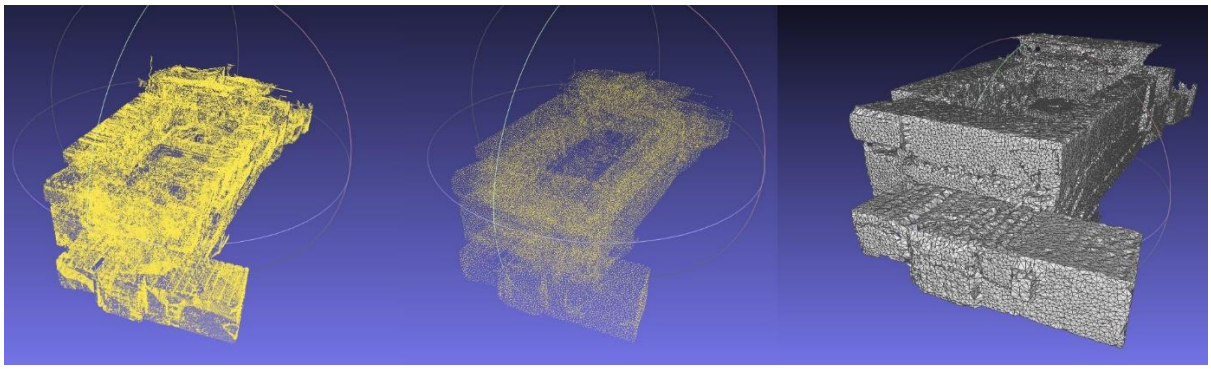


Figura 5 – Nube de puntos Matterport original, resultado de simplificación y resultado de mallado.

4 Conclusiones

En este trabajo hemos establecido un protocolo para la realización de escaneos, así como su simplificación para su uso en otros programas de simulación acústica, o incluso de simulación gráfica (si fuese el caso).

Hemos realizado el escaneo de un edificio emblemático como es el Corral de Comedias de Almagro, que tiene una estructura compleja. En este caso, el escaneo más complejo fue el de FARO (288 M de puntos), aunque con Matterport Pro 2 también obtuvimos una malla compleja (38 M de puntos). Hemos evitado la técnica de diezmado aleatoria, ya que esta no se ajusta al perfil de la estructura del edificio. Usando la técnica reducción por rejilla, se obtiene una estructura más ajustada al perfil del edificio, sin embargo el tiempo de procesado es mayor (incluso usando el software MeshLab). Para la estructura simplificada a partir del pointcloud de FARO obtenemos 102 K puntos, mientras que para el de

Matterport Pro 2, obtenemos 96 K puntos. El remallado se realiza con la técnica de “ball-pivot”, la cual permite un ajuste mayor al perfil del edificio. La conversión del formato ply simplificado a otro que pueda importar (dxf, 3ds, stl) o leer directamente Odeon (u otro software de simulación acústica).

Como trabajo futuro a este análisis preliminar se plantea el estudio un conjunto mayor de técnicas de simplificación y remallado, así como el uso de técnicas de segmentación de nubes de puntos, a partir de la identificación de forma, para que mediante inteligencia artificial se pueda reconocer el material del objeto segmentado (a partir de su forma) y de esta manera clasificar por capas de materiales la nueva estructura mallada.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer a la Generalitat Valenciana por el proyecto CIAICO/2021/057, así como la beca CIAEST/2022/91 y la beca CIBEST/2023/101. Igualmente, agradecer al Ministerio de Ciencia e Innovación por el proyecto PID2021-126823OB-I00.

Referencias

[1] Markovic, Milos, So Olesen, and Dorte Hammershoi. "Three-dimensional point-cloud room model for room acoustics simulations." Proceedings of Meetings on Acoustics. Vol. 19. No. 1. AIP Publishing, 2013.

[2] J. Antonio Gigante, A. Planells, R. Cibrián, F. Garcia-Diego, J. Segura, S. Cerdá, A. Giménez. “Escáner 3D como herramienta de apoyo a las simulaciones virtuales de entornos. Aplicabilidad y dificultades”. Tecniacústica 2017: 48º Congreso Español de Acústica; Encuentro Ibérico de Acústica; European Symposium on Underwater Acoustics Applications; European Symposium on Sustainable Building Acoustics: A Coruña 3-6 Octubre, 2017, pp. 1288-1298

[3] Comba, L.; Biglia, A.; Ricauda Aimonino, D.; Gay, P. Unsupervised detection of vineyards by 3D point-cloud UAV photogrammetry for precision agriculture. Comput. Electron. Agric. 2018, 155, 84–95.

[4] Janoušek, J.; Jambor, V.; Marcoň, P.; Dohnal, P.; Synková, H.; Fiala, P. Using UAV-Based Photogrammetry to Obtain Correlation between the Vegetation Indices and Chemical Analysis of Agricultural Crops. Remote. Sens. 2021, 13, 1878.

[5] Gilliot, J.; Vaudour, E.; Michelin, J. Soil surface roughness measurement: A new fully automatic photogrammetric approach applied to agricultural bare fields. Comput. Electron. Agric. 2017, 134, 63–78.

[6] Gené-Mola, J.; Sanz-Cortiella, R.; Rosell-Polo, J.R.; Escola, A.; Gregorio, E. In-field apple size estimation using photogrammetry-derived 3D point clouds: Comparison of 4 different methods considering fruit occlusions. Comput. Electron. Agric. 2021, 188, 106343.

[7] Sh. Wang, Q. Hu, D. Xiao, L. He, R. Liu, B. Xiang, Qinghui Kong, “A new point cloud simplification method with feature and integrity preservation by partition strategy”. Measurement, 197, 2022, 111173, https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.111173.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

INTEGRACIÓN DE LA TEORIA DE LA RESPUESTA AL ITEM Y EL APRENDIZAJE AUTOMÁTICO EN LA ACÚSTICA DE SALAS I: ANÁLISIS DE LA DISTRIBUCIÓN ESPACIAL DE LAS RESPUESTAS SUBJETIVAS Y LA DISTRIBUCIÓN DE LOS PARÁMETROS OBJETIVOS DE LA SALAS

Salvador Cerdá[1], Carlos Abellán[1], Jaume Segura[2], Rosa M Cibrián[2], Alicia Giménez[1]

[1] Universitat Politecnica de València
{e-mail: salcerjo@gmail.com, e-mail: carabdea@eio.upv.es e-mail: agimenez@fis.upv.es}
[2] Universitat de València
{e-mail: jaume.segura@uv.es, e-mail: Rosa.M.Cibrian@uv.es}

Resumen
En este trabajo se propone un modelo, obtenido mediante aprendizaje automático, que permite mostrar un mapa de la respuesta subjetiva en los distintos puntos de las salas, a partir de los parámetros objetivos medidos. El modelo se ha entrenado con la información de salas medidas con ambos procedimientos, encuestas y medida de parámetros acústicos. El proceso se ha desarrollado en dos fases. En la primera, para cada una de las salas utilizadas, para la generación del modelo, se ha obtenido mediante técnicas geo-estadísticas la distribución espacial, en 2000 puntos de la sala, tanto de los parámetros objetivos como de las variables latentes, obtenidas mediante el análisis estadístico de la teoría de respuesta al ítem (TRI) aplicada a las diferentes secciones de la encuesta de valoración acústica de esa sala. El análisis TRI obtiene una variable latente (VL) en cada sección de la encuesta que incluye todas las respuestas a las preguntas de cada sección: Así se dispone de una VL sobre los aspectos generales de las salas, otra sobre la percepción acústica global y otra sobre la percepción acústica detallada.

Palabras clave: Teoría de respuesta al item, acústica de salas, parámetros objetivos y subjetivos.

Abstract
In this work we propose a model, obtained by machine learning, that allows us to show a map of the subjective response in the different points of the halls, from the objective parameters measured. The model has been trained with the information of rooms measured with both procedures, surveys and acoustic parameters measurements. The process has been developed in two phases. In the first, for each of the rooms used to generate the model, geostatistical techniques were used to obtain the spatial distribution, in 2000 points of the room, of both the objective parameters and the latent variables, obtained by means of the statistical analysis of the item response theory (IRT) applied to the different sections of the acoustic evaluation survey of that room. The IRT analysis obtains a latent variable (LV) in each section of the survey that includes all the answers to the questions in each section: Thus, there is one LV on the general aspects of the rooms, another on the overall acoustic perception and another on the acoustic perception of the room.

Keywords: Item response theory, room acoustics, objective and subjective parameters.

PACS nº. 43. 58.Vb, 43.58.Ta

1 Introducción

En trabajos anteriores hemos mostrado la utilidad de los métodos estadísticos de la Teoría de Respuesta al Ítem para extraer información de las encuestas de valoración subjetiva de la percepción acústica durante la asistencia a conciertos (Cerda et al. 2023).

La teoría de respuesta al ítem (TRI o IRT por sus siglas en inglés), teoría del rasgo latente (TRL) o teoría de respuesta al reactivo (TRR), es una teoría psicométrica, utilizada para la construcción de test y pruebas psicológicas. Describe la relación entre un conjunto de datos obtenidos en un proceso de medición (las respuestas a los ítems de una prueba) con determinadas variables latentes, como por ejemplo los rasgos de personalidad de los sujetos a quienes se ha administrado. En este sentido, provee un modelo matemático que presenta de manera simplificada e idealizada el comportamiento de los sujetos y las preguntas (Andrich and Marais 2019).

La TRI busca encontrar una variable continua que modelice las dificultades de las preguntas y las habilidades de las personas. Los modelos ajustan esa nueva variable (latente) a cada individuo de tal manera que las probabilidades a responder cada ítem estén relacionadas con el valor de la variable latente. En tal caso, se dice que la variable latente separa a los individuos. La variable latente toma valores negativos y positivos. Esta asignación se hace en orden de categoría. Los que tienen un valor negativo tienen una probabilidad muy alta de contestar 0 a los ítems. Mientras que los que tienen un valor positivo alto tienen una alta probabilidad de contestar 5 (la mayor categoría en nuestro caso) a las preguntas.

Si las preguntas admiten solo dos posibles categorías, el modelo utilizado se denomina dicotómico, por ejemplo el de Rasch (Andrich and Marais 2019). El modelo básico corresponde a la expresión:

$$P\,(Ypi = 1|\theta p;\ \beta i) = \frac{\exp(\theta p - \beta i)}{1 + \exp(\theta - \beta i)} \qquad (1)$$

en la que se determina la probabilidad de acertar una pregunta en función de la variable latente o habilidad de la persona θp y la dificultad de la pregunta βi.

En nuestro caso tenemos más de dos categorías en las respuestas. Es decir, tenemos que trabajar con un modelo politómico. Para este trabajo hemos utilizado el software estadístico R con la librería TAM (Robitzsch, Kiefer, and Wu 2024) dado que es la que utilizan en las principales pruebas de evaluación internacionales.

Para la valoración subjetiva de la acústica de salas, se ha utilizado una encuesta de diseño propio que se pasó a los asistentes a diferentes conciertos realizados en teatros, salas de conciertos y auditorios de la Comunitat Valenciana: C1: Auditori de Benaguacil; C2: Auditori de Castelló; C3: Auditori de Ribarroja; C4:Auditori de Torrent; C5: Palau de la Musica de Valencia; CH1: Iglesia St Jaume Apostol de Algemesí; S1: Paraninfo UPV; T1: Teatro principal Alicante; T2: Banda Primitiva Lliria (Gimenez et al. 2011).

La encuesta formada por 58 preguntas está dividida en 6 secciones, 3 de ellas relacionadas directamente con la sala y la percepción acústica en la misma y otras 3 correspondientes a datos sociológicos, gustos musicales, etc del oyente y, por tanto, directamente relacionados con la persona que contesta la encuesta. Las tres secciones relacionadas con la sala y su acústica, que engloban 48 preguntas, y que son las que analizamos en este trabajo, corresponden a: Grupo A, "Aspectos generales de la sala"; Grupo B, "Percepción acústica detallada", y Grupo C, "Percepción acústica global".

La encuesta ha sido contestada por 510 personas de las cuales 205 corresponden a expertos en música, no en acústica de salas, y 305 a público en general asistente al concierto.

En el contexto sicométrico, interpretamos la variable latente como la variable que permite identificar personas que suelen contestar a todas las preguntas con la categoría mínima así como a las personas que suelen contestar a todas las preguntas con la mayor categoría. Eso es así porque el test se ha diseñado para evaluar a las personas.

Aunque ha habido intentos de usar el análisis TRI para analizar la habilidad de los expertos que evalúan subjetivamente las salas mediante encuestas (Berg et al. 2021), en nuestro caso, como las encuestas que se utilizan en la valoración de productos, consideramos que las personas tienen habilidades similares que les permiten contestar la encuesta. Así, la misma persona, por ejemplo, contestará de manera diferente en salas diferentes, según las características de las salas. En ese contexto, en el que la encuesta es una herramienta de valoración de un producto, no de la persona, el análisis TRI incorporará en la variable latente información del producto valorado (las salas) (Cerda et al. 2023).

Aunque con este procedimiento hemos obtenido las diferentes VL para cada encuesta, a la hora de abordar el problema general que nos hemos planteado, es decir, modelizar la respuesta subjetiva a partir de los parámetros objetivos de las salas, el principal problema que dificulta hacerlo es tener los valores de la variable latente y de los parámetros objetivos distribuidos en toda la sala. Este es el objetivo principal de esta primera parte que presentamos. Para lograrlo se han utilizado técnicas geo-estadísticas que permiten predecir los valores de las variables continuas en una malla de puntos distribuida en toda la sala (Stein 1999).

2 Resultados análisis IRT

Realizamos el análisis IRT usando la librería “TAM” en RStudio con el método para preguntas de respuesta múltiple de 1 parámetro 1PL y para el modelo 2PL (Robitzsch, Kiefer, and Wu 2024). Este método ajusta un modelo de dificultad de las preguntas de tal manera que se asignan también las habilidades o puntuaciones a las personas.

El método ofrece un parámetro para determinar la bondad global del análisis que se denomina separabilidad.

Cuanto más próxima a 1 es la separabilidad, mayor es la capacidad de asociar el comportamiento de los individuos con respecto a las preguntas, de tal manera que cada valor de la variable latente permite establecer probabilísticamente lo que han contestado a las preguntas.

2.1 Análisis por secciones de la encuesta

Se ha analizado los histogramas de la VL obtenidos con la librería TAM, 1PL y 2PL para las 3 secciones de la encuesta. La figura 1 presenta los valores obtenidos de esta variable para las 3 secciones de las encuestas (A: Sección sobre aspectos de la sala; B: Sección sobre la percepción acústica detallada. y C: Sección sobre la percepción global).

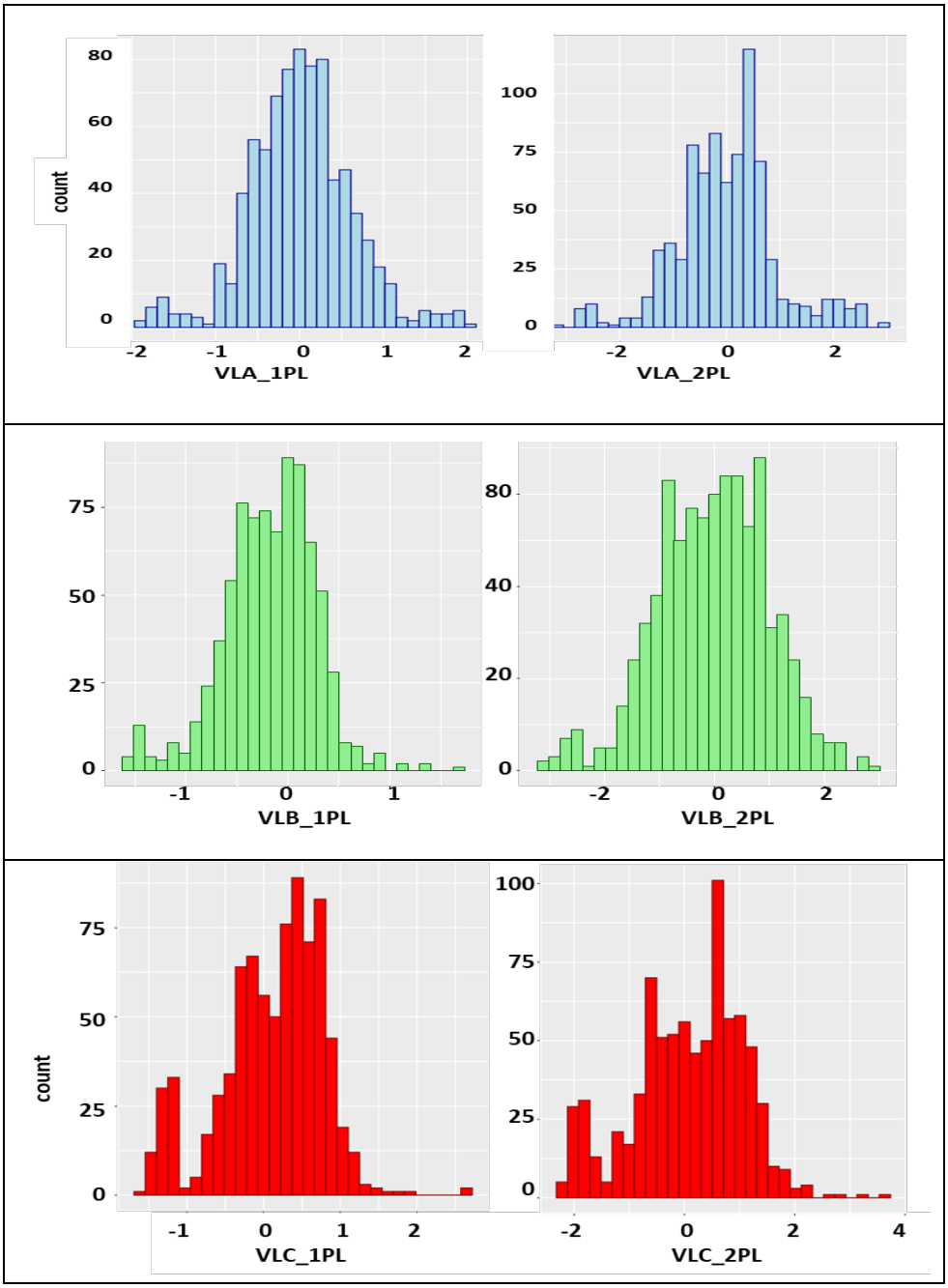


Figura 1: Muestra la distribución de los valores de VL en cada sección de la encuesta y para cada modelo PL1 y PL2. Los valores de separabilidad para cada sección y modelo son: (VLA) 0,800 y 0,893; (VLB) 0,907 y 0,932; (VLC) 0,888 y 0,906

Si se analizan estas mismas variables latentes en función de las salas, y separando entre expertos (E) y público en general (P), se encuentran los valores que se representan en la figura 2

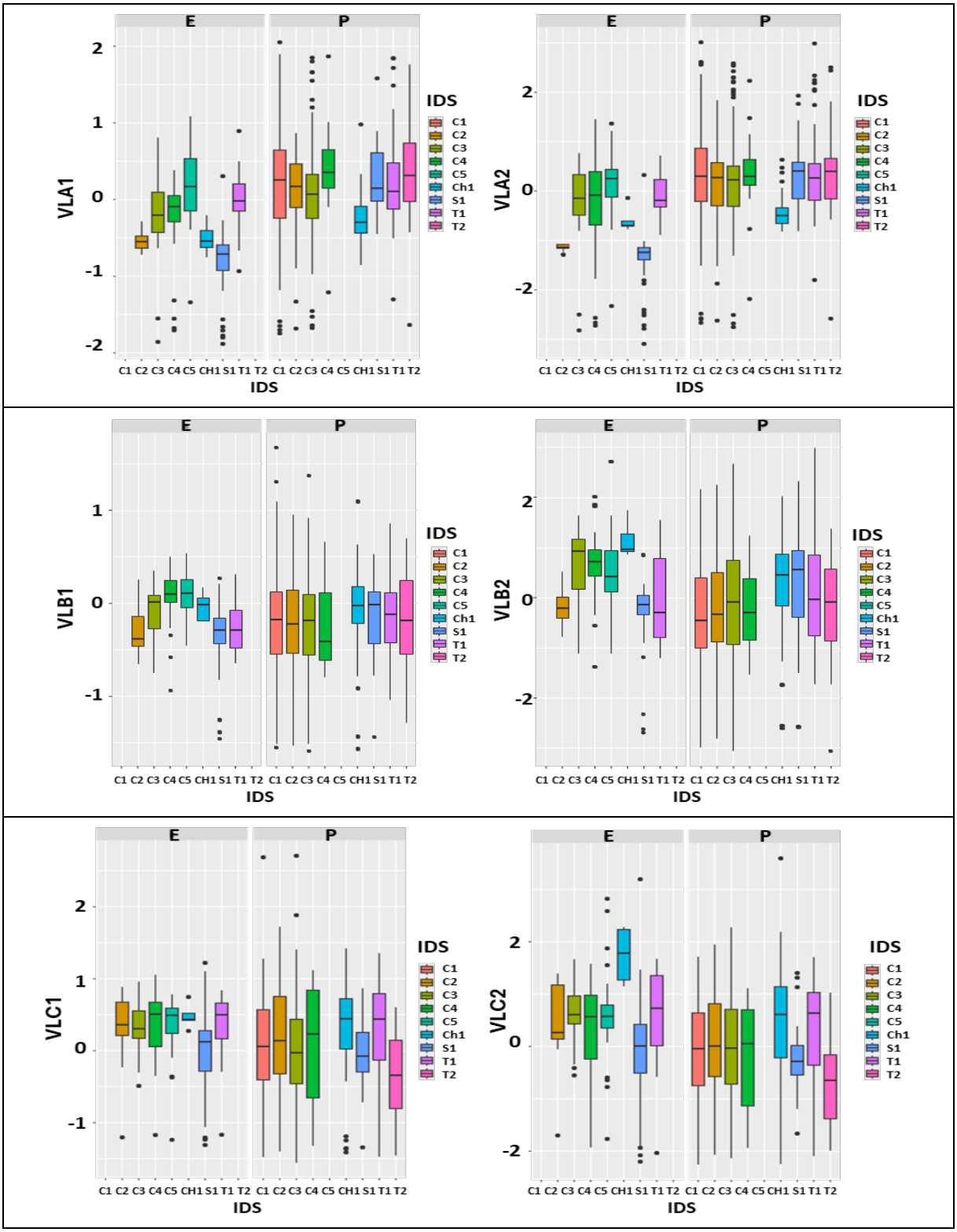


Figura 2: Valores de las variables latentes en función de la sala y expertos (E) y público (P)

La tabla 1 muestra la comparación, mediante ANOVA, de las medias de estas variables latentes. Puede observarse que sí que hay diferencias significativas entre los valores de la variable latente en las diferentes secciones por sala y por grupo de personas (experto o público general). En todos los casos se observa, de manera general, que las valoraciones que realizan los expertos muestran mayor variabilidad entre salas que la obtenida por el público general.

Tabla 1 – Valores de la media ± SD de las variables latentes VLA, VLB, y VLC, con cada uno de los modelos PL1 y PL2 y salas, en función de expertos (E) y público en general (P)

		VLA		VLB		VLC	
IDS		**PL1**	**PL2**	**PL1**	**PL2**	**PL1**	**Pl2**
C1	P	0,2 ± 0,7	0,4 ± 1,1	-0,2 ± 0,6	-0,3 ± 1,1	0 ± 0,7	-0,1 ± 1
C2	E	-0,5 ± 0,2	-1,2 ± 0,1	-0,3 ± 0,3	-0,2 ± 0,4	0,3 ± 0,6	0,4 ± 0,9
	P	0,1 ± 0,4	0,1 ± 0,7	-0,2 ± 0,5	-0,3 ± 1	0,2 ± 0,7	0 ± 0,9
C3	E	-0,3 ± 0,6	-0,3 ± 0,8	-0,1 ± 0,3	0,6 ± 0,9	0,3 ± 0,4	0,6 ± 0,6
	P	0,1 ± 0,6	0,2 ± 0,9	-0,2 ± 0,5	-0,1 ± 1,1	0 ± 0,7	-0,1 ± 1,1
C4	E	-0,2 ± 0,5	-0,2 ± 0,9	0,1 ± 0,3	0,7 ± 0,7	0,3 ± 0,5	0,4 ± 0,8
	P	0,3 ± 0,6	0,4 ± 1	-0,3 ± 0,5	-0,3 ± 0,8	0 ± 0,9	-0,3 ± 1,1
C5	E	0,1 ± 0,5	0,2 ± 0,8	0,1 ± 0,3	0,6 ± 0,8	0,3 ± 0,4	0,6 ± 0,9
CH1	E	-0,5 ± 0,2	-0,6 ± 0,2	0,1 ± 0,2	1,1 ± 0,3	0,5 ± 0,2	1,8 ± 0,5
	P	-0,2 ± 0,3	-0,5 ± 0,3	-0,1 ± 0,4	0,3 ± 1	0,3 ± 0,6	0,5 ± 1,1
S1	E	-0,8 ± 0,3	-1,4 ± 0,5	-0,3 ± 0,3	-0,3 ± 0,6	0 ± 0,5	-0,1 ± 0,8
	P	0,2 ± 0,4	0,3 ± 0,6	-0,2 ± 0,4	0,2 ± 1	-0,1 ± 0,4	-0,2 ± 0,7
T1	E	0 ± 0,4	-0,1 ± 0,5	-0,2 ± 0,3	-0,1 ± 0,9	0,3 ± 0,5	0,6 ± 0,9
	P	0,2 ± 0,5	0,4 ± 0,8	-0,1 ± 0,4	0,1 ± 1,1	0,3 ± 0,6	0,4 ± 0,9
T2	P	0,3 ± 0,7	0,4 ± 1	-0,2 ± 0,5	-0,2 ± 1	-0,4 ± 0,6	-0,8 ± 0,9

2.2 Distribución espacial de la variable latente

El kriging es una técnica estadística utilizada en el análisis espacial para interpolar valores desconocidos en lugares no muestreados dentro de un área geográfica. Se basa en la teoría de la geoestadística y es particularmente útil cuando se trabaja con datos espaciales correlacionados.

La idea principal detrás del kriging es estimar el valor desconocido en un punto utilizando una combinación lineal ponderada de los valores observados en los puntos circundantes, donde los pesos de ponderación se determinan en función de la distancia y la dirección entre los puntos. Esto significa que el kriging no solo considera la distancia entre los puntos, sino también la estructura espacial de la variabilidad de los datos.

En R existe la libreria gstat Gräler, Pebesma, and Heuvelink (2016) que porporciona las diferentes funciones que implementan estas técnicas. No obstante, uno de los problemas con los que nos hemos enfrentado al usar la VL ha sido que los variogramos no permitían ser interpolados por los procedimientos habituales. La causa es que la VL obtenida tiene valores muy diferentes en puntos

cercanos. Aún así, la librería nos permite realizar un cálculo de la distribución de la media en un entorno de cada punto de la malla definida.

En la figura 3 se muestra a título de ejemplo la distribución de la variable lantente en la sala C1: Auditori de Benaguacil, para las trés partes de la encuesta y según los dos modelos de procesamiento.

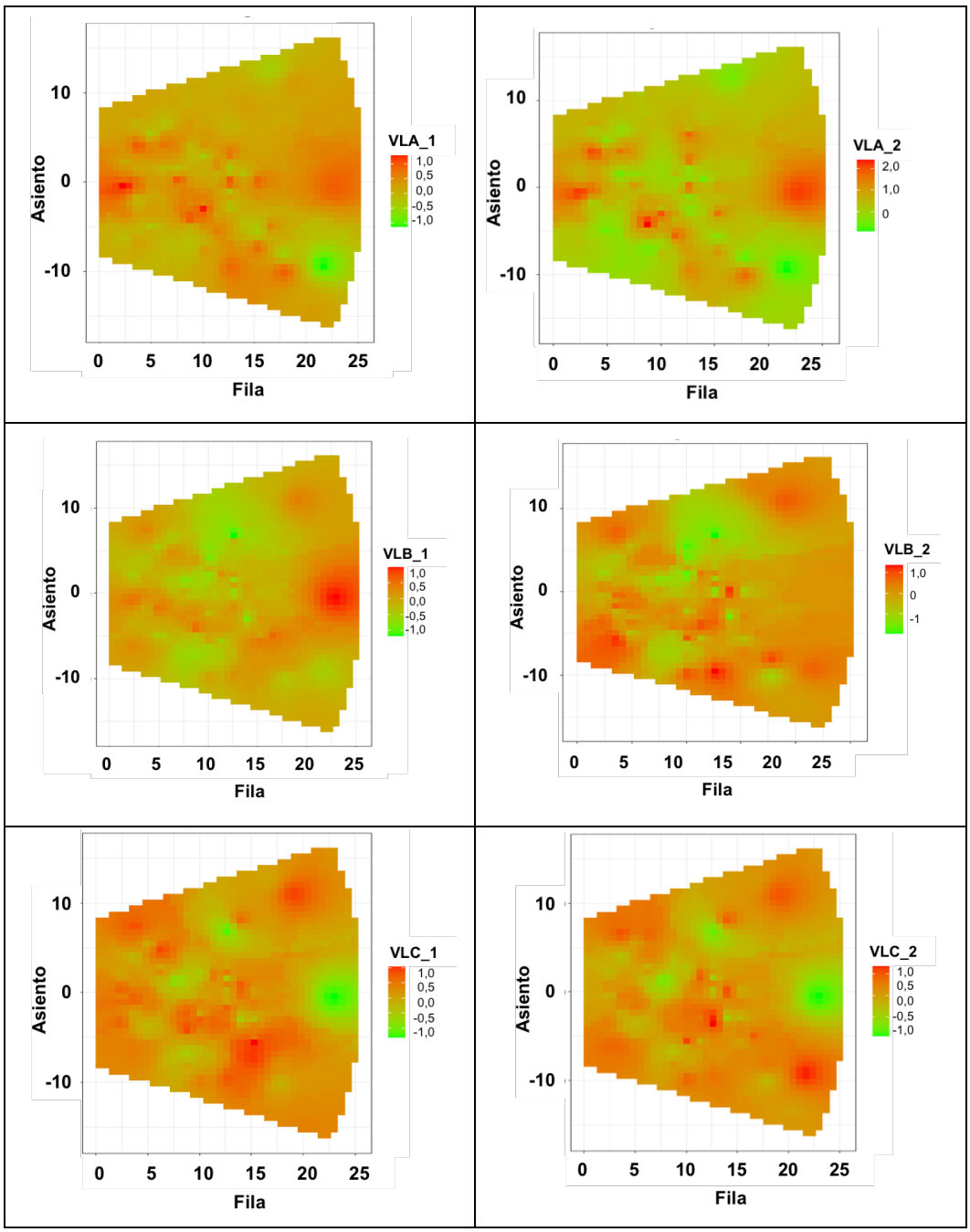


Figura 3. Representación de los valores de la variable latente sobre el plano de la sala Auditori Benaguacil.

3. Conclusiones

El IRT al análisis de las encuestas de valoración de salas que hemos utilizado en nuestros estudios sobre valoración subjetiva de salas, permite modelizar la respuesta de las personas con una variable continua. De esta manera se ha obtenido las variables latentes de cada una de las secciones de la encuesta: VLA (características de las salas), VLB (percepción global acústica) y VLC (percepción detallada).

El uso de la librería TAM, con el método 1PL y 2PL, permite el cálculo de estas variables y se obtienen valores plausibles de las variables, lo que permite establecer relaciones entre estas variables latentes y los parámetros objetivos determinados en las salas.

Los procesos geoestadísticos que proporcionan la distribución espacial de los valores medios en una malla de puntos equidistantes sobre la planta de la sala ha permitido obtener, además de mapas de cada sala y de cada variable estudiada, una estimación de todos los parámetros y variables en los mismos puntos.

Agradecimientos

Proyecto ECO4RUPA. PID2021-1268230B-I00. https/www.uv.es/eco4rupa
Proyecto BIA2016-76957-C3-3-R
Proyecto Agriculture 6.0- 2 CANDIS TED2021-131040B-C32 http://berca.uv.es:5500/index.html

Referencias

[1] Andrich, David, and Ida Marais. 2019. A Course in Rasch Measurement Theory: Measuring in the Educational, Social and Health Sciences. Springer Nature Singapore Pte Ltd.

[2] Berg, Markus von, Jochen Steffens, Stefan Weinzierl, and Daniel Müllensiefen. 2021. "Assessing room acoustic listening expertise." *The Journal of the Acoustical Society of America* 150 (4): 2539–48. https://doi.org/10.1121/10.0006574.

[3] Cerda, Salvador, Carlos Abellan, Jaume Segura, Alicia Gimenez, Miguel Arana, and Rosa M. Cibrian. 2023. "Use of Item Response Theory (IRT) in Subjective Assessment of Concert Halls." *INTER- NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* 268 (1): 7210–19. https://doi.org/doi: 10.3397/IN_2023_1081.

[4] Gimenez, A., R. M. Cibrian, S. Giron, T. Zamarreño, J. J. Sendra, A. Vela, and F. Daumal. 2011. "Questionnaire Survey to Qualify the Acoustics of Spanish Concert Halls." *Acta Acustica United with Acustica* 97 (6): 949–65. https://doi.org/doi:10.3813/AAA.918477.

[5] Gräler, Benedikt, Edzer Pebesma, and Gerard Heuvelink. 2016. "Spatio-Temporal Interpolation Using Gstat."*The R Journal* 8: 204–18. https://journal.r-project.org/archive/2016/RJ-2016-014/index.html.

[6] Pebesma, Edzer J. 2004. "Multivariable Geostatistics in S: The Gstat Package." *Computers & Geosciences* 30: 683–91.

[7] Robitzsch, Alexander, Thomas Kiefer, and Margaret Wu. 2024. *TAM: Test Analysis Modules*. https://CRAN.R-project.org/package=TAM.

[8] Stein, Michael L. 1999. *Interpolation of Spatial Data*. Springer Series in Statistics. New York: Springer-Verlag. https://doi.org/10.1007/978-1-4612-1494-6.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

INTEGRACIÓN DE LA TEORIA DE LA RESPUESTA AL ITEM Y EL APRENDIZAJE AUTOMÁTICO EN LA ACÚSTICA DE SALAS II: APLICACIÓN DE MACHINE LEARNING PARA DETERMINAR UN MODELO DE PREDICCIÓN DE LA CALIDAD ACÚSTICA DE LA SALA

Salvador Cerdá[1], Carlos Abellán[1], Jaume Segura[2], Rosa M Cibrián[2], Alicia Giménez[1]

[1] Universitat Politecnica de València
{e-mail: salcerjo@gmail.com, e-mail: carabdea@eio.upv.es e-mail: agimenez@fis.upv.es}
[2] Universitat de València
{e-mail: jaume.segura@uv.es, e-mail: Rosa.M.Cibrian@uv.es}

Resumen
En el trabajo anterior, se obtuvo la distribución espacial de parámetros objetivos y variables latentes subjetivas en un mallado denso de salas estudiadas. En esta segunda parte, se prepararon los datos para entrenar un modelo de aprendizaje automático tipo "random forest". Se realizó un análisis de componentes principales para seleccionar los parámetros objetivos como variables de entrada. Se desarrollaron modelos para la calidad acústica de percepción global y detallada, integrando respuestas subjetivas obtenidas mediante encuestas y teoría de respuesta al ítem (TRI). Este enfoque mejora la comprensión y predicción de la experiencia en salas de conciertos, combinando objetividad y subjetividad, y permite identificar aspectos que más influyen en la satisfacción del público, ayudando a mejorar la calidad y experiencia en estos eventos.

Palabras clave: Teoría respuesta al item (TRI), encuestas, machine learning.

Abstract
In the previous work, the spatial distribution of objective parameters and subjective latent variables was obtained in a dense grid of the studied rooms. In this second part, the data were prepared to train a random forest machine learning model. Principal component analysis was performed to select the objective parameters as input variables. Models for both global acoustic quality perception and detailed acoustic quality perception were developed, integrating subjective responses obtained through surveys and Item Response Theory (IRT). This approach enhances the understanding and prediction of the concert hall experience by combining objectivity and subjectivity, and it allows for identifying the aspects that most influence audience satisfaction, helping to improve the quality and experience of these events.

Keywords: Item response theory (IRT), surveys, machine learning.

PACS nº. 43. 58.Vb, 43.58.Ta

1 Introducción

Este trabajo continúa con la aplicación de la teoría de respuesta al ítem (TRI) al análisis de salas. En el anterior trabajo (Cerdá et al. 2024), se obtenía, mediante TRI, una distribución espacial de la variable latente (VL) obtenida del análisis de encuestas de valoración subjetiva de salas tanto de expertos como de público en general, tras la audición del concierto en la sala. Estas distribuciones espaciales se obtuvieron mediante técnicas geoestadísticas.
En trabajos anteriores vimos también que los modelos de regresión lineal de las componentes principales obtenidas de las encuestas de evaluación directamente y los parámetros objetivos no eran muy precisos (Giménez et al. 2011). También mostramos que para poder simular las valoraciones de los asistentes a conciertos era necesario usar combinaciones de los diferentes parámetros objetivos ortogonales desde el punto de vista estadístico (Cerdá et al. 2015), pero el avance en las técnicas de machine learnig de los últimos años ha sido exponencial y los modelos predictivos mediante inteligencia artificial (IA) son herramientas que permiten anticipar futuros eventos o comportamientos basándose en datos históricos. Estos modelos son ampliamente utilizados en diversas disciplinas, desde las finanzas y el marketing hasta la medicina y las ciencias ambientales. La capacidad de prever con precisión permite a las organizaciones tomar decisiones fundamentadas y estratégicas. En este sentido la combinación del conocimiento de los parámetros objetivos y las evaluaciones subjetivas de los asistentes a conciertos nos permite aplicar estas técnicas.
Uno de los modelos predictivos más populares y efectivos es el modelo Random Forest. Este modelo es un algoritmo que utiliza múltiples árboles de decisión para mejorar la precisión y robustez de las predicciones. Cada árbol de decisión en el bosque (forest) se entrena con una muestra diferente del conjunto de datos, y las predicciones finales se obtienen mediante el promedio de los resultados de todos los árboles individuales. En el entorno estadístico R disponemos de la librería “caret” (Kuhn and Max 2008) que incluye una serie de funciones que facilitan el uso de decenas de métodos complejos de clasificación y regresión.
En este trabajo y siguiendo con la misma metodología de TRI y machine learning nos proponemos obtener modelos de predicción de la evaluación subjetiva acústica en función de los parámetros objetivos medidos, pero dado que los modelos predictivos mediante técnicas de machine learning son costosos en cuanto al tiempo de entrenamiento y al número de variables utilizadas en primer lugar vamos a realizar un proceso de reducción de variables mediante componentes principales incluyendo la variable latente obtenida del análisis de las encuestas mediante TRI, lo que permitirá establecer las correlaciones de las variables subjetivas con los parámetros objetivos y obtener en la fase de entrenamiento un modelo de predicción de la respuesta subjetiva a partir de los parámetros objetivos principales.

2 Reducción de datos mediante análisis de componentes principales

El análisis de componentes principales de las variables subjetivas junto con la VL se va a realizar sobre las secciones B y C de la encuesta que están relacionadas con la percepción musical. La variable latente de la sección A, relacionada con las condiciones generales de la sala, se utilizará en próximos trabajos como factor ambiental categorizando la variable como: ‘Very_bad’,‘Bad’, ‘OK’, ‘Good’, ‘Great’.

2.1 Sección B: percepción musical global

La tabla 1 muestra el análisis de componentes principales de los parámetros objetivos junto a la variable VLB que engloba las preguntas de la sección B. Como puede observarse con las cuatro primeras componentes obtenidas, se consigue una explicación de la varianza del 80%.

Tabla 1: Valores propios y porcentaje de la varianza explicada acumulada de los parámetros objetivos junto la variable VLB de cada una de las componentes obtenidas

Componentes	Valor propio	Explicación de la varianza	Explicación de la varianza acumulada
Dim 1	7,44	43,76	43,76
Dim 2	2.74	16,11	59,87
Dim 3	1,84	10,85	70,72
Dim 4	1,73	10,19	80,90
Dim 5	1,38	8,09	90,00
Dim 6	0,78	4,62	93,61

En las gráficas de la Figura 1 se muestran la contribución de cada variable en cada componente o dimensión. En atención a las variables que integran cada componente se puede interpretar la primera componente como una componente de reverberación, la segunda como una componente de espacialidad, en la tercera aparece como variables de mayor contribución la VLB (mostrando correlaciones con diferentes parámetros objetivos) y una última componente principal en la que aparecen las variables derivadas BR, Br, CV50avg y la fuerza acústica G. Estos resultados confirman los obtenidos en trabajos anteriores.

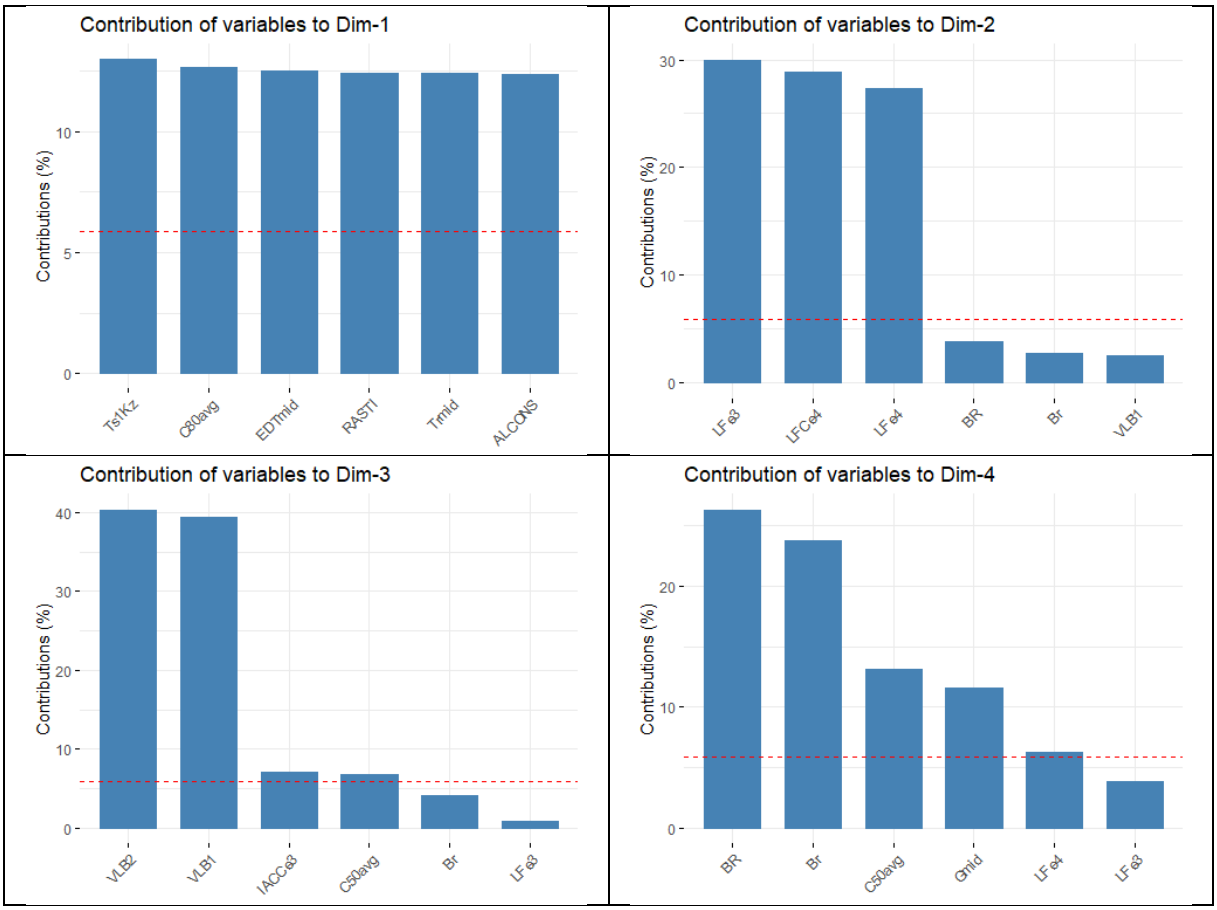


Figura 1 – Variables que incluyen cada una de las componentes principales.

Para obtener un modelo inicial de predicción mediante algoritmos de inteligencia artificial se seleccionaron las variables objetivas que aparecen en primera posición en cada dimensión obtenida. Con ello, se pretende realizar la predicción de la VLB1 a partir de las variables objetivas: Ts1KHz, LFe3 y BR.

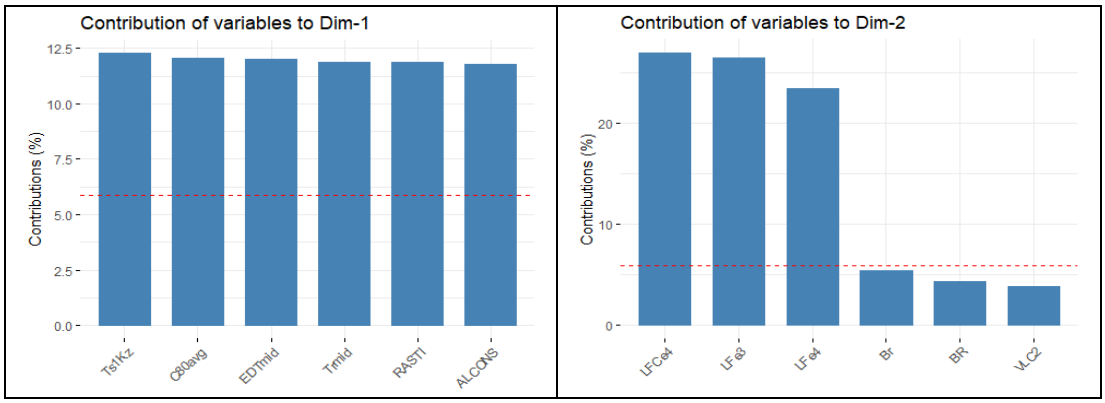
2.2 Sección C: percepción musical detallada

Para el caso de la sección C se procedió de forma similar y como muestra la tabla 2 también con las cuatro primeras componentes obtenidas se consigue una explicación de la varianza del 80% y las gráficas de la figura 2 muestran la contribución de cada variable en cada componente. En este caso la primera componente también puede interpretarse como una componente de reverberación y la segunda como una componente de espacialidad, pero en la tercera y en la cuarta componente aparecen las variables latentes de la sección C, VLC (mostrando correlaciones con diferentes parámetros objetivos). Estos resultados también confirman los obtenidos en trabajos anteriores, pero muestran que la variable VLC relacionada con la percepción detallada aparece en dos componentes con parámetros objetivos que se consideran ortogonales.

Tabla 2: Valores propios y porcentaje de la varianza explicada acumulada de los parámetros objetivos junto la variable VLC de cada una de las componentes obtenidas

Componentes	Valor propio	Explicación de la varianza	Explicación de la varianza acumulada
Dim 1	7,75	45,61	45,61
Dim 2	2.80	16,45	62,06
Dim 3	1,89	11,11	73,17
Dim 4	1,44	8,50	81,67
Dim 5	1,30	7,65	89,32
Dim 6	0,73	4,32	93,63

En este caso la VLC aparece en las dos últimas componentes obtenidas. Para obtener un modelo inicial de predicción mediante algoritmos de inteligencia artificial se han seleccionado las variables objetivas que aparecen en primera posición en cada una de las componentes. Así, vamos a buscar la predicción de la VLC1 a partir de las variables objetivas: Ts1KHz, LFe4, Br y C50avg.



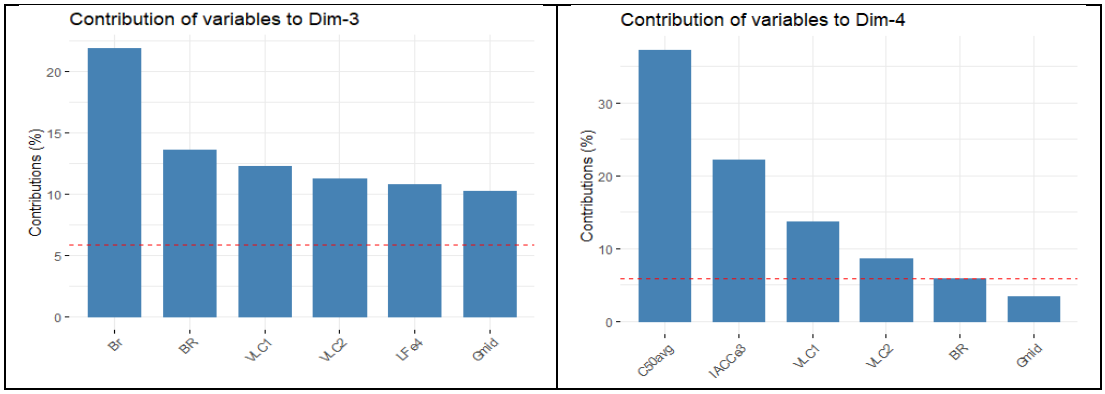


Figura 2 – Variables que incluyen cada una de las componentes principales

2.3 Modelo de predicción PVLB y PVLC

Para la obtención del modelo predictivo se divide la muestra de datos en dos grupos, con uno de ellos se entrenará el algoritmo mientras que el otro servirá como validación de la predicción. La figura 3 muestra la importancia relativa de los parámetros objetivos que se han tenido en cuenta en el modelo, tanto para la sección B de la encuesta como para la C.

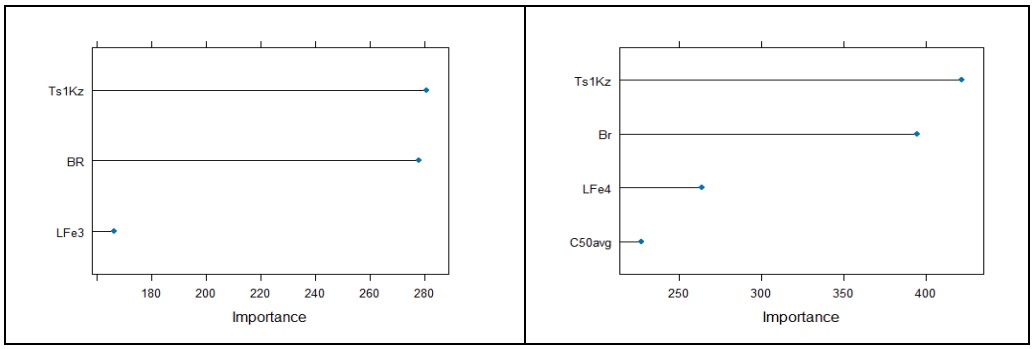


Figura 3: Importancia relativa de los parámetros objetivos utilizados en el modelo para la parte B de la encuesta (izquierda) y para la parte C (derecha)

La figura 4 muestra los diagramas de cajas de la variable latente VL para la sección B y la sección C, tanto de los valores reales obtenidos de las encuestas (VL_B1), (VL_C1) como los calculados a partir del modelo (PVL_B1) (PVL_C1) para cada una de las salas analizadas.

La correlación entre las variables latentes obtenidas de las encuestas y las determinadas con el método de machine learning, a partir de los parámetros acústicos objetivos, se muestra en la figura 5. Dado que la pendiente de la recta es menor que uno, ambos casos: IC5% (0.763 - 0.787) para la pendiente de la regresión de las VLB y IC95% (0.832 - 0.853) para el caso de las VLC (Tabla 3) se constata que la predicción del modelo realiza una subestimación de las VL.

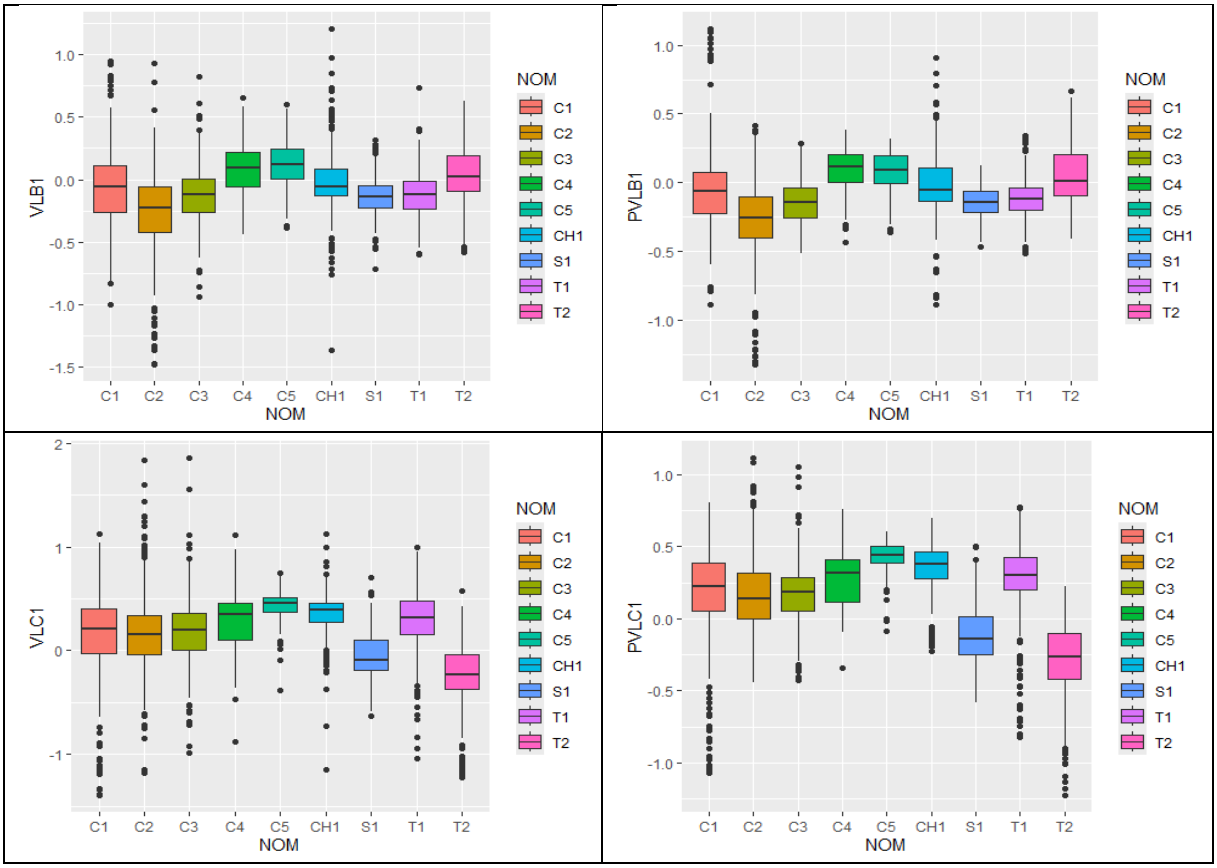
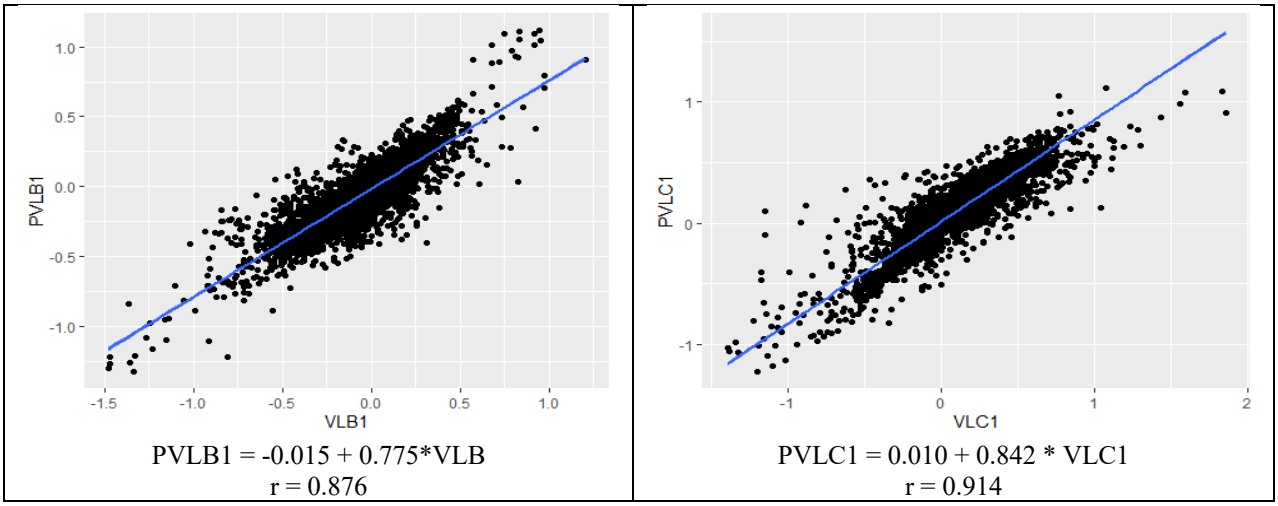


Figura 4 Diagrama de cajas de las variables latentes obtenidas a partir de las encuestas y las obtenidas con el mo delo de machine learning



PVLB1 = -0.015 + 0.775*VLB
r = 0.876

PVLC1 = 0.010 + 0.842 * VLC1
r = 0.914

Figura 5: Representación de los valores de la variable latente calculados con el modelo en función de los valores determinados con las encuestas para los bloques B y C de las encuestas de valoración subjetiva

Tabla 3: Intervalos de confianza para los parámetros del ajuste lineal en los dos modelos.

	2.5 %	**97.5%**
Ordenada en el origen VLB	-0.019	-0.012
Pendiente VLB	0.763	0.787
Ordenada en el origen VLC	0.006	0.014
Pendiente VLC	0.832	0.853

3 Comparación mapas de evaluación real y modelo de predicción

A continuación, mostramos, como ejemplo, la comparación de la variable VLB1 obtenida en la primera parte de este trabajo y de la predicción obtenida con el modelo. Puede observarse la buena correlación entre ambas imágenes.

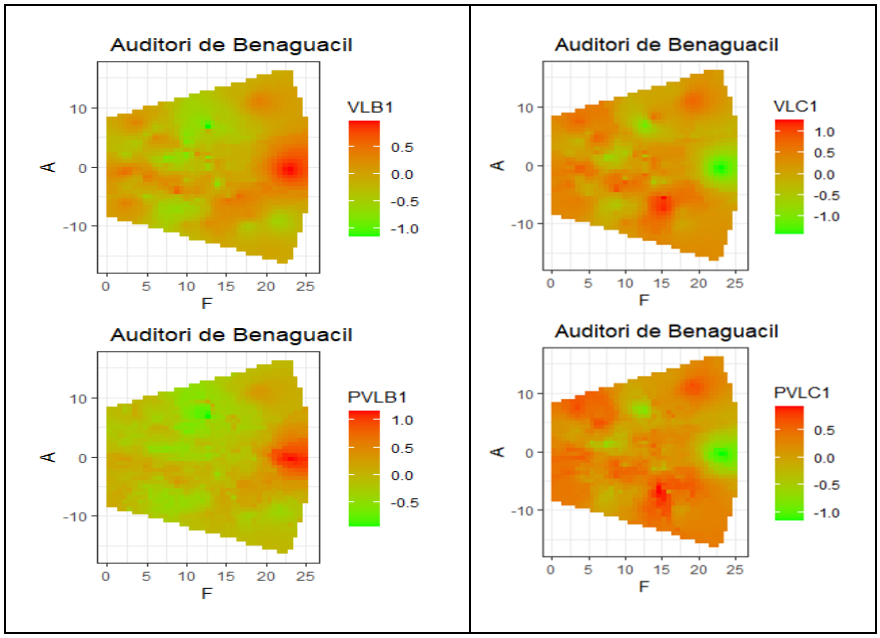


Figura 6: Representación sobre el mapa del Auditori de Benaguacil de la variable latente de la sección B y C (VLB y VLC) de la encuesta de valoración subjetiva y la correspondiente representación para las variables latentes determinadas por machine learning (PVLB1, PVLC1)

4 Conclusiones

El modelo simple creado con machine learning, utilizando el método Random Forest, implementado en R statistics en la librería 'caret', permite determinar la valoración subjetiva acústica global (VLB) y detallada (VLC). En el caso de la VLB se usa exclusivamente como parámetros objetivos de referencia: Ts1Kz, LFe3 y BR. En el caso de VLC consideramos Ts1Kz, LFe4, Br y C50avg. En ambos casos, a la vista de los resultados, apreciamos que el modelo obtenido proporciona una distribución de las variables latentes ajustada. No obstante, podemos decir que subestima la predicción. Es decir, podemos considerar el modelo "conservativo".

Agradecimientos

Proyecto ECO4RUPA. PID2021-1268230B-I00. https/www.uv.es/eco4rupa
Proyecto BIA2016-76957-C3-3-R
Proyecto Agriculture 6.0- 2 CANDIS TED2021-131040B-C32 http://berca.uv.es:5500/index.html.

Referencias

[1] Cerda, Salvador, Carlos Abellan, Jaume Segura, Alicia Gimenez, Miguel Arana, and Rosa M. Cibrian. 2024. "Integración de La Teoría de La Respuesta Al Ítem y El Aprendizaje Automático Subjetivas y La Distribución de Los Parámetros Objetivos En La Sala En La Acústica de Salas i: Análisis de La Distribución Espacial de Las Respuestas." *Tecniacústica-Faro-2024*.

[2] Cerdá, Salvador, Alicia Giménez, Rosa Cibrián, Sara Girón, and Teófilo Zamarreño. 2015. "Subjective ranking of concert halls substantiated through orthogonal objective parameters." *The Journal of the Acoustical Society of America* 137 (2): 580–84. https://doi.org/10.1121/1.4906263.

[3] Gimenez, A., R. M. Cibrian, S. Giron, T. Zamarreño, J. J. Sendra, A. Vela, and F. Daumal. 2011. "Questionnaire Survey to Qualify the Acoustics of Spanish Concert Halls." *Acta Acustica United with Acustica* 97 (6): 949–65. https://doi.org/doi:10.3813/AAA.918477.

[4] Kuhn, and Max. 2008. "Building Predictive Models in r Using the Caret Package." *Journal of Statistical Software* 28 (5): 1–26. https://doi.org/10.18637/jss.v028.i05.

THE RELEVANCE OF THE COLLABORATION BETWEEN W. C. SABINE AND ARCHITECTS FOR THE EARLY DEVELOPMENT OF ROOM ACOUSTICS

Alexander Díaz-Chyla[1], Daniel de la Prida[1]

[1] Grupo de Investigación de Acústica Arquitectura, Universidad Politécnica de Madrid
{e-mail: alexander.diaz@upm.es; daniel.prida@upm.es}

Resumen
Se suele considerar que la acústica de recintos como disciplina científica comienza con los trabajos de W. C. Sabine en la Universidad de Harvard a finales del siglo XIX con sus trabajos experimentales sobre la medida del tiempo de reverberación en los recintos. En esta comunicación se expone la importancia que tuvo la colaboración de W. C. Sabine con estudios de arquitectura en la deducción experimental del tiempo de reverberación, así como su intervención en el diseño acústico de salas y en el desarrollo de la patente de la primera baldosa acústica.

Palabras clave: Sabine, Acústica de Recintos, Tiempo de Reverberación, Arquitectura, Historia.

Abstract
It is commonly considered that Room Acoustics as a scientific discipline begins with the works of W. C. Sabine at Harvard University at the end of the 19th century with his experimental work on the measurement of the reverberation time in rooms. In this communication, the relevance of W. C. Sabine's collaboration with architectural practices in the experimental deduction of reverberation time is discussed, along with his intervention in the acoustic design of venues and in the development of the patent for the first acoustic tile.
Keywords: Sabine, Room Acoustics, Reverberation Time, Architecture, History

PACS nº. 43.10.Eg, 45.33.Fw

1 Introduction

During the 19th century, the study of acoustics as an experimental science and its dissemination through books and technical journals began. Until the beginning of that century, acoustics was more related to the field of medicine than to the fields of engineering or architecture [1]. In 1862 Hermann Helmholtz [2] wrote a treatise on acoustics and hearing, and in 1877 Lord Rayleigh (John William Strutt) [3], published The Theory of Sound, considered the beginning of modern acoustic theory. They established acoustics as a science where observation, experimentation and a mathematical foundation led to significant advances.
Before the emergence of modern acoustics, there was little connection between the existing theoretical knowledge of acoustics and the needs of the architects in the design of music and theatre venues, who had no practical scientific support for their layouts. In the 18th century, musical events took place in different spaces, such as palaces, masonic lodges, public gardens or restaurants. Venues sponsored by the royalty or nobility were small in size. As the acoustic power level of new musical instruments increased and the consumption of music by other social strata evolved, concert halls had to become

larger. The new demand for larger halls in view of the interest in paid music required better architectural standards, with an audience that could see and hear the performers.

Nowadays, in the subjective ranking of the acoustic quality of opera houses and auditoriums by conductors and acousticians, most of the venues considered to be the best, were built before any scientific knowledge of the behaviour of sound in a venue had been applied. Some are the Teatro Colon, Buenos Aires, 1908; Teatro La Scala, Milan, 1778; Teatro San Carlo, Naples, 1737; Grosser Musikvereinsaal, Vienna, 1870; Opera Garnier Paris, 1875; Concertgebouw, Amsterdam, 1888; Carnegie Hall, New York, 1891.

Although there is 18th century work on sound propagation based on wave acoustics [1] that was used in some designs, room acoustics as a scientific discipline can be considered to begin with the work of W.C. Sabine at Harvard University in the late 19th century with his experimental work on reverberation time in rooms [4]. In 1895, Charles Eliot, president of Harvard University, after several attempts with senior physics professors, appointed the young physics professor Wallace Clement Sabine to try to improve the acoustic conditions in the Fogg Lecture Hall of the Fogg Art Museum. In 1897, the president of Harvard University required Sabine to make specifications for the acoustic improvement of the hall. Sabine had made thousands of measurements of reverberation time but had found no relationship between the architectural characteristics of the rooms and the reverberation time. After this work it seemed that Sabine's approach to room acoustics had ended without any practical results. Later on, the needs of a new urban planning for the city of Boston made it possible for Sabine to obtain the experimental relationship between reverberation time and sound absorption in an enclosure, which was the beginning of contemporary room acoustics.

In 1911, the architectural practice of Ralph Adams Cram, Bertram Goodhue and Ferguson, who specialised in neo-Gothic church architecture, commissioned Sabine to study the absorption coefficients of ceramic tiles to be used in the vault of the chapel of the West Point Military Academy. The results obtained by Sabine for these ceramic pieces were similar to those of an unpainted brick wall. That same year, Rafael Guastavino Expósito contacted Sabine with a letter of introduction from the architectural practice, as the architects wanted Sabine and Guastavino to work together to develop a sound-absorbing ceramic material that could be used in neo-Gothic ecclesiastical architecture, so that the sound inside would be different from that of European cathedrals. Rafael Guastavino Expósito made some modifications to the typical clay brick and doubled their average sound absorption. In 1914, after two years of collaboration between Sabine and Guastavino, they jointly patented the Rumford tile product (patent 1,119,543) [5].

2 Wallace Clement Sabine (1.868-1.919)

Wallace Clement Sabine was born in 1968 in Richwood, Ohio. He studied physics at Ohio State University, and then moved to Harvard to continue his studies, where he obtained a Master's degree. At Harvard he worked with John Trowbridge on Electromagnetism. He never obtained a PhD degree.



Figure 1 – Photograph of W. C. Sabine in 1898

In 1895, the president of Harvard University appointed W. C. Sabine, shown in Figure 1, to attempt to improve the acoustics of the Fogg Lecture Hall of the Fogg Art Museum. From 1895 to 1897, Sabine addressed the problem by trying to determine the characteristics that made this hall different from other acoustically acceptable halls and, in particular, from the Sanders Theatre, which was considered to be acoustically excellent and relatively similar in size. With a pipe organ and the help of interns with chronometers, Sabine made thousands of careful measurements of the time required for the acoustic energy at different frequencies to decay until the sound was inaudible, in the presence of the different materials that made up the hall. He found that he could modify the reverberation time of the rooms by introducing different amounts of acoustic absorbing materials. The Sanders Theatre's removable seat cushions proved to be portable and standardised sound absorbers. To minimise the effect of noise outside the venues, most of the tests were carried out at night, so Sabine and his assistants could be seen carrying piles of cushions around the campus in the evenings during these years to make their measurements. In addition to the Fogg Museum lecture hall and Sanders Theatre, Sabine acoustically measured 11 venues on the Harvard campus, as well as in Cambridge and the rest of the city of Boston. He made approximately three thousand measurements of reverberation time. In 1897, Sabine was required to make specifications for the acoustic improvement of the Fogg Museum Hall and proposed the placement of sound-absorbing felt panels hung on various wall surfaces in the lecture hall. With these changes, the acoustics of the hall improved somewhat, but were not of the quality of the Sanders Theatre [6].

When it seemed that all the work carried out by Sabine and his assistants had not provided any experimental relationship between the data obtained, thereby leading to the research being forgotten, Sabine was asked to collaborate as an acoustical consultant on the Boston Symphony Hall project. In 1892, the local authorities decided to plan the centre of Boston with new avenues, which required the demolition of the city's music hall, the Boston Music Hall, built in 1863. The entrepreneur and philanthropist Henry Lee Higginson used this opportunity to build a new concert hall. He appointed the architectural practice McKim, Mead & White (i.e. architects of monumental buildings such as New York's Pennsilvania Station) to design the new project and suggested that they study several European concert halls that were renowned for their good acoustics. After several years of financial difficulties faced by the city administration, the process of building the new music hall was accelerated in 1898. Higginson, considering the importance of acoustics in these venues, requested scientific advice from the president of Harvard University, who introduced him to Assistant Professor of Physics W. C. Sabine.

Before accepting to collaborate on the project, Sabine spent time reviewing all of his experimental results from the past three years. After several weeks of intensive work, he found the experimental relationship between reverberation time and room sound absorption, an equilateral hyperbola [7] [8].
The architects of the new Boston Symphony Hall had chosen a famous concert hall, the New Gewandhaus in Leipzig, as their model and commissioned Sabine to carry out an acoustic study of the new hall. During 1899 and 1900, Sabine worked closely with the architects on the acoustics of the hall, and Sabine's reverberation time formula was used for the first time in the design of music venues.

Sabine defined the reverberation time of an enclosure, T, as the time interval in seconds that must elapse for the acoustic energy to be reduced to one millionth after the acoustic source has stopped emitting, which is equivalent, in dB, to a drop of 60 [9]. From Sabine's formula it could be extracted that the reverberation time is related to factors that characterise the room: volume, area of the room surfaces and its sound absorption. For each frequency, or frequency bands, there is a reverberation time of the room. Following Sabine's experimental description of the reverberation time formula in the late 19th century, it was also deduced theoretically in 1903 by Lehigh University physicist William S. Franklin, and revised in 1911 by Jaeger, in what is known as the Sabine-Franklin-Jaeger theory of reverberant enclosures.
The reverberation time and the sound absorption of a room are inversely proportional magnitudes. In an enclosure, if the volume remains constant and for the usual temperature variations, according to Sabine's experimental expression:

$$T = \frac{0{,}164V}{A} \quad s \qquad \text{T.A = Constant} \qquad (1)$$

where: T is the reverberation time of the room, measured in seconds; V is the volume of the room, in cubic metres, m^3; A is the equivalent sound absorption area of the room, in square metres, m^2 , is the hypothetical area of a fully absorbing surface without diffraction effects which, if it were the only absorbing element in the room, would have the same sound absorption as the room under study.
Figure 2 shows the experimental results obtained by Sabine and, on the right, the extrapolated curve to obtain the equilateral hyperbola between reverberation time and sound absorption [9].

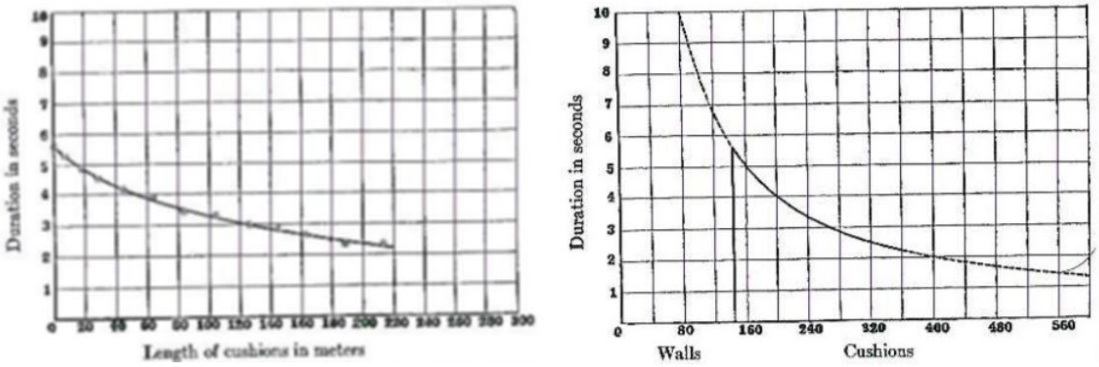


Figure 2 – Sabine experimental results, and Extrapolated curve to obtain the equilateral hyperbola between reverberation time and sound absorption.

In 1904 Sabine began the study of the sound absorption of materials in a wider frequency range. In Figure 3, you can see the work of W. C. Sabine in 1906 "Absorption coefficients of a felt as a function of frequency". Curve 1 is for a felt of 1.1 cm thickness, curve 2 for two layers, and so on, considering all felt layers of the same thickness. The frequency range studied was from C1 = 64 Hz to C7 = 4096 Hz.

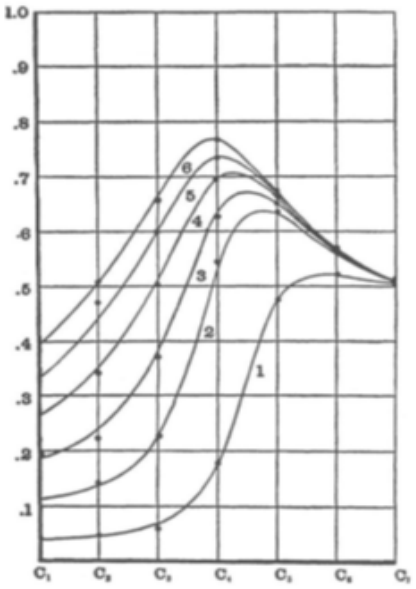


Figure 3 – Work of W. C. Sabine in 1906.

By 1916, Sabine had collaborated with a total of 84 architectural practices. One of his main clients was the practice of Cram, Goodhoe & Ferguson, which specialised in neo-Gothic churches and university buildings. Sabine was a modest man, with an idealistic view of scientific practice, who did not want the work he did as an acoustic consultant to influence his reputation as a scientific researcher. He had no commercial instinct, he charged a low fee for the acoustic consultancy work he did, and with clients he considered friends he did not accept payment. At the University he carried out various academic administration tasks. Between 1897 and 1899 he was assistant to the president of Harvard University. When the Graduate School of Arts and Sciences was founded in 1906, he was appointed its first dean, a position he held for 10 years. In 1915, Sabine accepted an invitation to lecture at the Sorbonne University, where he travelled in the summer of 1916 with his wife, who was a physician, and their young daughters. In that year he had a kidney infection and spent the winter in Switzerland recovering. He returned the following spring to Paris to give his lectures. He remained in Europe throughout 1917, travelling as an adviser to the French, British and Italian governments. In autumn he returned to the USA to collaborate with the government on military projects, where he relapsed from his illness, but did not wish to undergo surgery until the end of World War I. He died on 10 January 1919 [6].
During 1915-16, millionaire George Fabyan, interested in Sabine's work, offered to build him an acoustics laboratory at Riverbank, Geneva, Illinois, away from the noise of the city. The laboratory was completed in 1918. Sabine was barely able to work in the laboratory, as he died shortly afterwards. Fabyan appointed a distant cousin of Sabine's, Paul Sabine, a Harvard PhD in physics and a specialist in spectroscopy, as the new director. The Riverbank laboratory was an important centre for acoustic testing of materials. Today it continues to operate as part of the Illinois Institute of Technology Research Institute.

3 First patents for sound absorbing products. The Guastavino Company

In the early 20th century, W. C. Sabine's reverberation time formula had an important effect, providing architects with a method for correcting deficiencies in the acoustic characteristics of the spaces they

designed, without changing their spatial configuration. Consequently, this formula had an important result in the industry of building materials with acoustically absorbent properties. The Guastavino Company, founded in the United States at the end of the 19th century by the Spaniard Rafael Guastavino Moreno, was the first construction company to design and commercialise acoustically absorbent products. His son Rafael Guastavino Expósito was a pioneer along with W. C. Sabine in the research and development of such products. The two of them jointly registered several patents [4].

3.1 The Guastavinos in United States of America

Rafael Guastavino Moreno, Figure 4, left (1842, Valencia; 1908, Asheville, North Carolina). From an early age he was interested in the performance of music, played the violin and wanted to become a musician. In 1861 he moved to Barcelona to study at the *Escuela Especial de Maestros de Obras*. From 1866 to 1880 he built several buildings and factories in Catalonia. At the beginning of 1881 he moved to New York with his son Rafael Guastavino Expósito. In 1889 he founded the R. Guastavino Company, which remained in business until 1962. Rafael Guastavino Moreno was an excellent builder who specialised in the construction of vaulted bricks, to which he introduced improvements. He patented an exclusive construction system, where the company supplied the material and personnel necessary for its construction. Apart from solving technical problems such as fire protection, the architectural aesthetics of that period in New York were dominated by historicist styles. This contributed to the success of his vaults, known in the United States as the Guastavino System.

Rafael Guastavino Expósito, Figure 4, right (1872, Barcelona; 1950, Bayshore, Long Island, New York). He was trained in the family business. He was a good builder and contractor. He was particularly interested in the development of ornamental and polychrome ceramic pieces, to be used for the exposed soffit of vaults, so that they did not have to be plastered. He developed the technique of a light, resistant material, granulated brick made of pumice stone and covered with cement. In the second decade of the 20th century, he collaborated with Sabine on the design and development of a ceramic tile with acoustically absorbent properties. In the 1920s and 1930s, the production and implementation of the company's acoustic products enabled the company to stay in business during the years of the Great Depression.

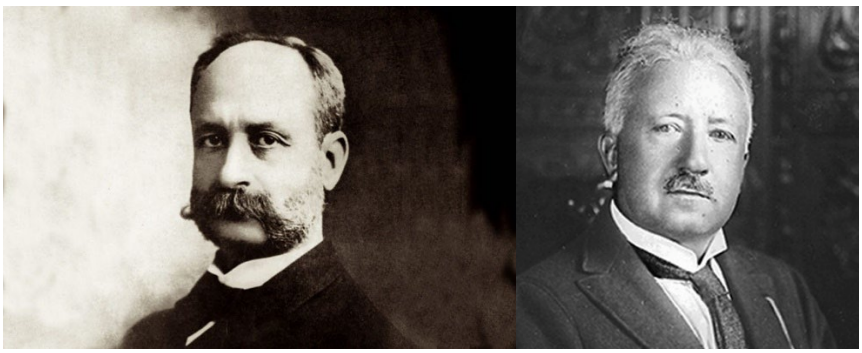


Figure 4 – Rafael Guastavino Moreno and Rafael Guastavino Expósito.

3.2 Acoustic products patented by Rafael Guastavino Expósito

Table 1 shows a list of acoustic products patented in the United States by Rafael Guastavino Expósito [4].

Table 1 – List of acoustic patents.

US Pantent No.	Name	Date
1.119.543	Wall and ceiling of auditoriums and similar, (Rumford brick)	1-12-1914
1.1197.956	Sound absorbing material for walls and ceilings, (Akoustolith)	12-9-1916
1.440.073	Indoor acoustic cladding material	26-12-1922
1.563.846	Sound-absorbing gypsum and its method of application (Akoustolith)	1-12-1925
1.917.112	Acoustic product	4-7-1933
2.143.980	Suspended ceiling structure	17-1-1939

In 1914, Sabine and Rafel Guastavino Expósito patented the Rumford brick. It consisted of a piece of clay mixed with peat particles, 25% clay, 10% feldspar and 65% topsoil. When fired, the peat was extinguished, leaving a porous structure. This porous manufacturing technique was new, but it was not cost-effective, as the bricks were not very compact, there was a great waste of material, the porosity could not be controlled and, consequently, the sound absorption could not be controlled. For frequencies above 1 kHz it had a sound absorption coefficient of approximately 0,25. This brick was first used in St. Thomas Church, Manhattan, New York [12].

Later, in 1916, they patented a moulded brick composed of cement and aggregates of uniform grain size with small pumice particles, called Akoustolith. In order to maintain the porous structure of the product, sand or other aggregate of uniform size were used, removing the smaller particle sizes. This product had many advantages over Rumford brick, it had greater durability, lower production cost, higher sound absorption and was not affected by the calcination process. This product was used very successfully in religious buildings and then expanded widely in the 1930s and 1940s in industrial and commercial buildings.

The next step in product innovation was the development of acoustic mortars. In 1925, the Guastavino Company developed and patented an Akoustolith plaster, which was made from Portland cement, was moisture resistant and had a washable surface. It was applied by trowel. The patent covers can be seen in Figure 5. It was frequently used in hospitals, schools and offices. They later developed a product line of acoustic plaster mortars, commercially known as Plastacoustic and Castacoustic.

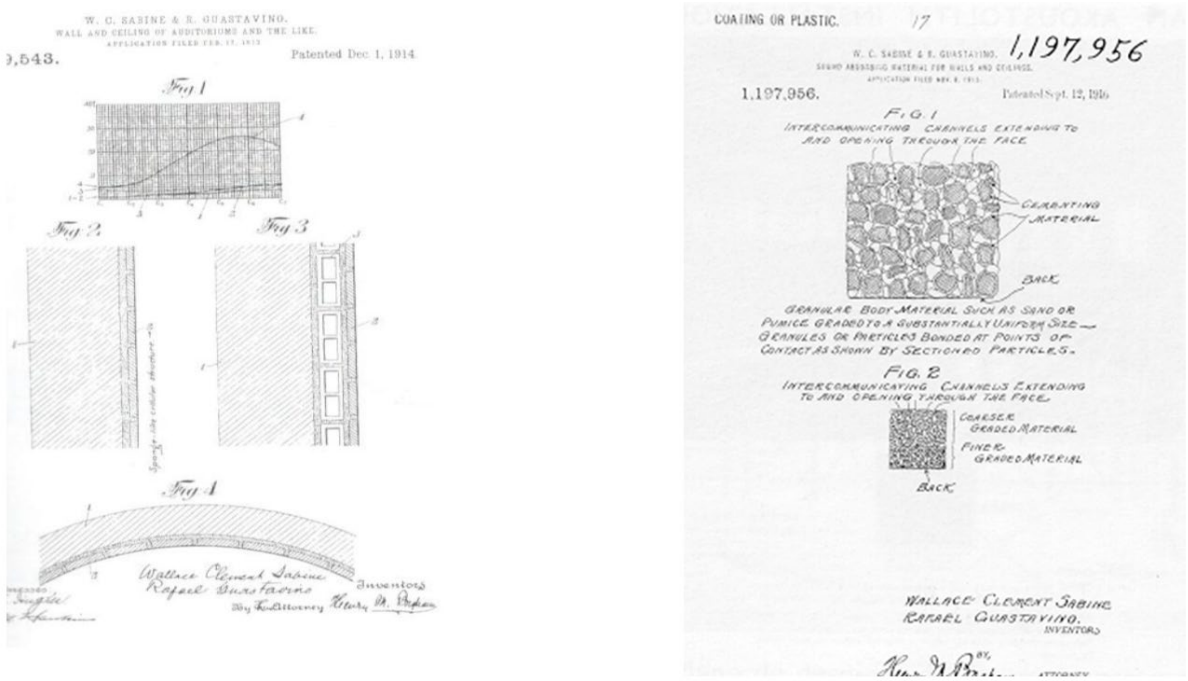


Figure 6 – Patents registered by W. Sabine and Rafael Guastavino Expósito (Rumford tile, 1914 and Akoustolith tile, 1916).).

Table 2 shows the sound absorption coefficients of products manufactured by R. Guastavino Company [13] [14].

Table 2 – Absorption coefficients of some products manufactured by the Guastavino Company.

Product	Thickness, inches	Sound absorption coefficient per octave band					
		125	250	500	1.000	2.000	4.000
Akoustolith tile	1	0,09	0,17	0,46	0,77	0,77	0,56
Akoustolith tile	1½	0,14	0,30	0,67	0,87	0,82	0,57
Akoustolith tile	2	0,21	0,50	0,85	0,81	0,70	0,70
Akoustolith tile	5	0,43	0,92	0,91	0,88	0,86	0,74
Plastacoustic	½, ¾ gypsum mortar base coat	0,1	0,22	0,44	0,81	0,72	0,72

4 Conclusions

Sabine was fundamentally an academic researcher, whose pioneering work in the field of room acoustics left an indelible mark on contemporary construction. His most notable contribution was the development of the mathematical model of reverberation time, a crucial tool that transformed the way architectural spaces are designed and conceived for acoustic purposes. Sabine signified the beginning of designing spaces through the acoustic characteristics of rooms, evolving the trial-and-error model that relied on the intuition of architects and contractors.

The impact of Sabine's work was not limited to the theoretical field. Although he did not attribute great importance to himself, his research in this field was crucial to the birth of the first acoustic patents on sound-absorbing materials. He worked with different types of bricks, fabrics and other materials,

experimenting with their sound absorption capacity. This research, together with the audacity of people like Rafael Guastavino Expósito, created the first patents for acoustic products.
His work inspired generations of researchers and professionals in the field of acoustics, who continued to develop and refine the ideas and approaches he advanced.

5 References

[1] Walter A. Montano Rodriguez. *Antoni Cibat: la física experimental y su conferencia "ensayo sobre acústica" en 1795*. Revista de acústica. Vol55 pp20, 2024

[2] Ludwig Helmholtz.(1862). *Über die Tonempfindungen als physiologische Grundlage für die Musiktheorie*.(On the Sensations of Tone as a Physiological Basis for the Theory of Music).

[3] Lord Rayleigh (John William Strutt) (1877). *The Theory of Sound*.

[4] Sabine, W.C., (1.900) *Architectural Acoustics VII: Reverberation: Calculation in advance of construction*, The American Architect and Building News, 16 de June.

[5] E.Redondo. *Las patentes de Guastavino & Co. en Estados Unidos (1885-1939),* Actas del tercer congreso nacional de historia de la construcción, Sevilla, 26-28 octubre 2000

[6] Thompson, W. Dead Rooms and Live Wires: Harvard, Hollywood and the Deconstruction of Architectural Acoustic, 1900-1930. Isis Vol.88, pp597-626. The University of Chicago Press

[7] Franklin, *Derivation of equation of decaying sound in a room and definition of open window equivalent of absorbing power*, Phys. Rev., 16, pp. 372-374, 1903.

[8] Jaeger, *Toward a Theory of Reverberation*, Sitzungsber. Kais. Akad. Wiss. Vienna. Math.-Naturw, Klasse, Bd. 120 Abt. IIa, pp. 613-634, 1911.

[9] Sabine, W.C., (1.912) *Architectural Acoustics: The correction of acoustical difficulties*. The Architectural Quarterly of Harvard University. March 3-23.

[10] Watson, F.R. (1.930). *Acoustics of Buildings*. John Wiley & Sons, Nueva York, 28

[11] Knudsen V.O, Harris, C; (1.978), *Acoustical Designing in Architecture*, Acoustical Society of America.

[12] Díaz, C; Pedrero, A. Díaz-Chyla, A, Notas sobre las primeras patentes de productos absorbentes acústicos. Actas Tecniacústica Bilbao 2003.

[13] Collins G.R, (1.968), The transfer of thin masonry vaulting from Spain to America, Journal of the Society of Architectural Historians 27, 176-201.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MEJORA DE LA INTELIGIBILIDAD DE LA PALABRA EN LA IGLESIA DE SAN SEBASTIÁN (MADRID)

David Serrada-Sotil[1], Daniel de la Prida[2], María Larrosa-Navarro[2]

[1] Universidad Politécnica de Madrid
{e-mail: david.serrada@alumnos.upm.es}
[2] Grupo de Investigación en Acústica Arquitectónica, Universidad Politécnica de Madrid
{e-mail: daniel.prida@upm.es; m.larrosa@upm.es}

Resumen
La iglesia de San Sebastián, declarada Bien de Interés Cultural en 1969, se ubica en el centro de Madrid y fue construida entre 1553 y 1578. Tras ser destruida en los bombardeos de la Guerra Civil Española, se llevó a cabo una reconstrucción en 1959 que trató de mantener la disposición original de la misma. A día de hoy, durante su uso cotidiano, se han observado problemas de inteligibilidad sonora, derivados principalmente de su alto tiempo de reverberación. La iglesia cuenta con un volumen aproximado de 12.000 m^3, suelos de terrazo y paredes y techos enlucidos en yeso.
En esta comunicación se proponen tres soluciones con el fin de acondicionar acústicamente el recinto y mejorar su inteligibilidad. Para ello, las tres estrategias se han basado en modificaciones del acondicionamiento acústico, mejoras y recolocación del sistema de refuerzo electroacústico y una combinación de ambas. Adicionalmente, se ha estudiado mejorar el aislamiento acústico de la iglesia para mejorar la Relación Señal a Ruido (SNR) en las zonas de audiencia. El estudio se ha llevado a cabo mediante la creación de un modelo geométrico virtual de la iglesia, calibrado gracias a mediciones *in situ* realizadas siguiendo la norma UNE-EN ISO 3382-1.

Palabras clave: acústica de salas, iglesia, inteligibilidad, acondicionamiento acústico, electroacústica.

Abstract
The church of San Sebastián, declared an Asset of Cultural Interest in 1969, is located in the center of Madrid and was built between 1553 and 1578. After being destroyed in the bombings of the Spanish Civil War, a reconstruction was carried out in 1959 that tried to preserve the original layout of the church. Nowadays, during its daily use, voice intelligibility problems have been observed, mainly due to its high reverberation time. The church has an approximate volume of 12,000 m^3, terrazzo floors and plastered walls and ceilings.
In this communication, three solutions are proposed to acoustically improve the room and enhance its intelligibility. For this purpose, the three strategies have relied on modifications of the acoustical performance, improvements and relocation of the electro-acoustic reinforcement system and a combination of both. Additionally, the sound insulation of the church has been improved in order to increase the Signal to Noise Ratio (SNR) in the audience areas. This study has been carried out by creating a virtual geometric model of the church, calibrated through *in situ* measurements conducted according to the UNE-EN ISO 3382-1 standard.

Keywords: room acoustics, church, intelligibility, acoustic conditioning, electro-acoustics.

PACS no. 43.10.Df, 43.38.Tj, 43.55.Hy, 43.55.Ka

1 Introducción

La iglesia de San Sebastián en Madrid es un templo de culto católico erigido entre los años 1553 y 1578. Tras cuatro siglos de historia, fue destruido en noviembre de 1936 durante el desarrollo de la Guerra Civil Española, quedando reducido a sus cimientos; tanto es así, que en el momento de la reconstrucción se pudieron realizar cambios en la planta y orientación del templo, para aprovechar el espacio que había disponible en el año 1959. La poca documentación que se conserva sobre los primeros siglos de uso del templo y sobre el proyecto de reconstrucción del S. XX se recogen en [1]. En el año 1969 se declara esta iglesia como Bien de Interés Cultural (BIC), en categoría de Monumento, por lo que hasta el día de hoy se encuentra protegida a través de la Ley 8/2023, de 30 de marzo, de Patrimonio Cultural de la Comunidad de Madrid [2]. Este hecho condiciona las posibles soluciones que se pudieran emplear para mejorar las condiciones acústicas del templo.

Esta comunicación se ubica dentro de una corriente de trabajo de valoración histórica y acústica de centros de culto, como se recoge en [3] bajo el formato de revisión bibliográfica, o en [4], [5], como estudios acústicos propiamente dichos. En este caso, el estudio de la iglesia de San Sebastián de Madrid no es solo un análisis de conservación patrimonial, sino que existe la motivación de solucionar un problema real para los fieles que acuden a esta iglesia, ya que, si el mensaje hablado no se comprende durante la celebración litúrgica, el espacio alberga serias dificultades para la realización de su función principal.

Tabla 1. Rangos de calidad del STI según [6]

Rangos de calidad del STI	
STI [-]	**Rango calidad**
> 0,75	Excelente
0,6 - 0,75	Bueno
0,45 - 0,6	Razonable
0,3 - 0,45	Pobre
< 0,3	Malo

Este templo, al igual que la mayoría de los centros de culto construidos en los últimos siglos, cuenta con un alto valor de tiempo de reverberación (RT, por sus siglas en inglés). Esta elevada persistencia temporal de la energía sonora dificulta la inteligibilidad sonora de la palabra en el recinto, lo cual supone un problema real porque la palabra hablada es el principal componente de la liturgia que actualmente tiene lugar en esta iglesia. En liturgias más antiguas, como el canto gregoriano o el rito hispánico, valores tan elevados de RT no llegaban a suponer un problema ya que la liturgia se realizaba en latín, idioma que los fieles no entendían, tal y como explica [7]; por otro lado, en liturgias donde la palabra hablada es predominante, es preferible un menor valor de RT para facilitar a los fieles la comprensión del mensaje proferido [8]. El objetivo principal de esta comunicación es estudiar la inteligibilidad sonora actual de esta iglesia, a través del *Speech Transmission Index* (STI), para así poder proponer mejoras sobre la situación actual y evaluarlas mediante medición y simulación acústica. Una clasificación de las categorías de calidad del STI se recoge en la Tabla 1. Como realiza [9], se puede caracterizar un recinto a través de un modelo virtual simplificado y calibrado del mismo, para poder diseñar modificaciones en el recinto y valorar su desempeño acústico antes de su implementación real. El procedimiento seguido en este estudio abarca las siguientes tareas: caracterizar la iglesia en términos acústicos gracias a mediciones *in situ* según la UNE-EN ISO 3382-1:2009 [10], crear un modelo virtual del templo en un programa de modelado 3D (SketchUp), calibrar dicho modelo gracias a las mediciones acústicas realizadas *in situ* (mediante el programa de simulación acústica de recintos Odeon Combined v. 16) y,

en última instancia, estudiar la inteligibilidad sonora del templo y el efecto sobre ésta de aplicar determinadas mejoras del acondicionamiento acústico, del refuerzo sonoro y del aislamiento acústico.

La comunicación queda estructurada de la siguiente manera: en el siguiente apartado se describen brevemente las principales dimensiones y características del recinto bajo estudio, en el tercer apartado se profundiza en la metodología empleada para validar el estudio de las diferentes soluciones y en el cuarto apartado se detallan dichas soluciones (o familias de soluciones, más bien). El quinto apartado recoge los resultados que se han obtenido mediante simulación acústica en Odeon y el sexto (y último) apartado recoge las conclusiones de este estudio.

2 Descripción de la iglesia de San Sebastián de Madrid

La iglesia de San Sebastián de Madrid, tras la reconstrucción de 1959, es una construcción neorrenacentista, con una nave principal diáfana y de planta elipsoide, de estilo sobrio. Esta nave cuenta con una superficie aproximada de casi 500 m^2, repartidos en dos ejes de 20 m y 33 m (se puede ver la nave principal en la Figura 1). En términos de uso y ocupación, esta nave se encuentra medianamente llena durante las grandes celebraciones y solemnidades, sirviendo como Monumento turístico el resto del tiempo.

Además de la nave principal, existe un conjunto de capillas anexas abiertas entre sí que se denomina nave lateral; esta nave lateral conforma una cruz de 16,8 m en su brazo corto y 21,45 m en su brazo largo, alcanzando unos 200 m^2 en toda su extensión (ver Figura 2). Esta nave lateral es la de uso más cotidiano, para la liturgia diaria y dominical. Adicionalmente, existe un tercer espacio dentro de la iglesia de San Sebastián, que se encuentra separado físicamente de los dos anteriores: la Capilla de la Huida a Belén. Esta Capilla no se ha tenido en cuenta para el estudio, dado que sus condiciones de uso están diferenciadas del resto de espacios y se encuentra físicamente separada del resto, mediante un muro de vidrio.



Figura 1. Vistas de la nave principal, desde el órgano (izquierda) y desde la puerta de la Calle de Atocha (derecha)

Acústicamente, las superficies que conforman la iglesia son terrazo, en los suelos, y enlucido de yeso, en paredes y techos. El mobiliario que contiene la iglesia se compone principalmente de madera, en bancos, algunos altares y esculturas, y yeso policromado, en ciertas esculturas y altares. Por esto, las

superficies se consideran altamente reflectantes y con un coeficiente de *scattering* (difusividad) relativamente bajo.



Figura 2. Conexión entre naves principal y secundaria (izquierda) y conexión entre capillas de la nave secundaria (derecha)

Un elemento arquitectónico bastante relevante en la nave principal es su cúpula (mostrada en la Figura 3), que nace a 12,1 m del suelo y se cierra en una linterna a 35,1 m del suelo; la base de su tambor es elíptica y cuenta con 14,5 m en su eje mayor y 13,7 m en su eje menor. Esta cúpula asciende hasta cerrarse en la base de una segunda cúpula más pequeña, de 2,9 m en su eje mayor y 1,2 m en su eje menor. La nave lateral cierra en altura mediante bóvedas de cañón, en ambos brazos de la planta. Cuenta con dos linternas a lo largo del brazo corto y ciertas ventanas a lo largo del brazo largo.



Figura 3. Cúpula de la nave principal y hornacinas con evangelistas en su tambor

3 Metodología de simulación acústica

Una vez generado el modelo virtual de la iglesia en SketchUp, se puede calibrar en el programa de simulación acústica Odeon para comprobar las soluciones propuestas de manera realista. La calibración se basa en comparar las respuestas al impulso (IR, por sus siglas en inglés) simuladas con los resultados de las mediciones acústicas de la iglesia. Estas mediciones se realizaron conforme al estándar UNE-EN ISO 3382-1:2009 [10], obteniendo así distintas IR gracias al programa de mediciones acústicas Dirac 6. Este es el proceso que se detalla a continuación.

3.1 Mediciones acústicas

La obtención de las diferentes IR para cada par emisor-receptor ensayado se realiza mediante barridos tonales exponenciales de 11,9 s de duración, desde 20 Hz hasta 20 kHz, generados mediante Dirac 6 y emitidos a través de una fuente dodecaédrica Brüel & Kjær 4292-L. La IR se mide mediante un micrófono omnidireccional DPA 4006A y la señal obtenida se introduce en Dirac 6 para la extracción de parámetros objetivos y su almacenamiento en ficheros WAV. La gestión de señales de entrada y salida se realiza gracias a una interfaz de audio RME Fireface UFX.

Tabla 2. Resumen de las posiciones de medida en la iglesia

Fuente	F01	F02	F03	F05	F06
Nave	Principal	Principal	Secundaria	Principal	Principal
Micrófono	M01-M10	M01-M11	M01-M11	M01-M11 excepto M04	M03, M04 y M09

Durante la sesión de mediciones acústicas se obtuvieron, gracias a una sonda meteorológica, mediciones de condiciones ambientales (CCAA) necesarias para la correcta simulación de este espacio. En términos de temperatura media, la iglesia se encontraba a 16,6 ºC y, en términos de humedad relativa (HR), a 45,7 %.

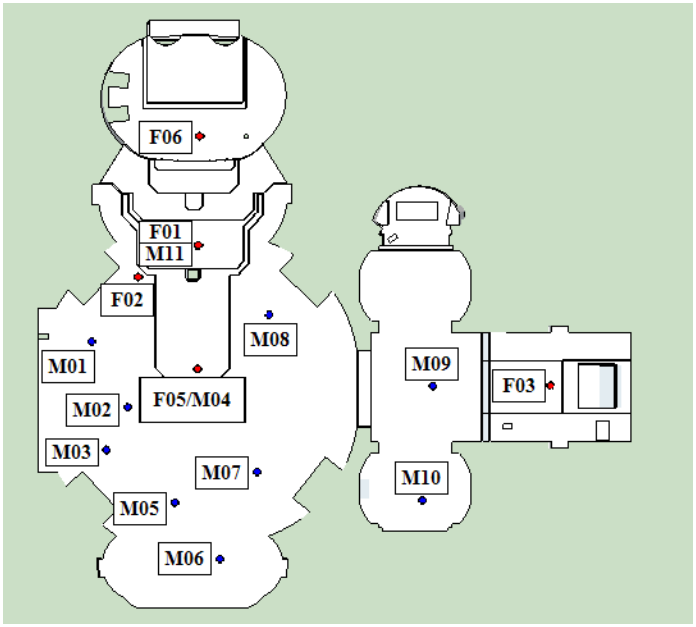


Figura 4. Muestreo espacial de las mediciones acústicas, sobre la planta de la iglesia

Las mediciones acústicas se desarrollaron de acuerdo con la normativa UNE-EN ISO 3382-1:2009 [10]: con el recinto desocupado, cinco posiciones de fuente y once posiciones de micrófono. Todas las posiciones de micrófono están elegidas para poder realizar una caracterización sonora completa de la iglesia y todas se miden con respecto a tres posiciones de fuente (F01, F02 y F03) colocadas en lugares naturales de emisión en el recinto (como se puede observar en la Figura 4). Las otras dos posiciones de fuente (F05 y F06) con las cuales se mide no se emplean para la calibración del modelo virtual simplificado. Un resumen de las mediciones realizadas, según la fuente empleada, la nave donde se ubica y las posiciones de micrófono que se miden con cada fuente, se recoge en la Tabla 2. La

composición total de las cinco posiciones de fuente junto con las once posiciones de micrófono dio lugar a la medición de un total de 53 IR.

Dado que las mediciones se realizaron para, posteriormente, poder calibrar el modelo acústico virtual del recinto, no se realizan mediciones *in situ* del STI (que deberían hacerse, para sistemas electroacústicos, según el estándar UNE-EN IEC 60268-16:2020 [11]).

3.2 Modelo virtual simplificado

El modelo virtual generado para este estudio se construye sobre los siguientes requisitos, recogidos de [12]: debe ser un modelo fiel a la realidad sonora del recinto que representa y, en contraposición, debe ser un modelo lo suficientemente simplificado para ayudar al algoritmo de simulación y calibración de Odeon a converger. Estas dos asunciones implican la necesidad de determinar una precisión geométrica mínima para la construcción del modelo virtual; por un lado, debe ser lo suficientemente preciso como para representar de manera fidedigna la realidad sonora del espacio, por otro lado, debe ser una simplificación según criterios acústicos para ayudar a las tareas computacionales que se van a desempeñar. A la hora de seleccionar una precisión adecuada, [12] habla de que 50 cm aportan suficiente detalle como para mantener un equilibrio entre ambos compromisos; en este trabajo, sin embargo, se definen 20 cm para la representación geométrica del modelo, teniendo en cuenta que la planta de la iglesia de la que se dispone en planos se representa con una precisión de 50 cm. Estos 20 cm aportan una precisión suficiente, sin llegar a saturar al programa por el gran número de caras que se podrían estar generando en modelos con una precisión aún mayor.
Atendiendo al coste computacional, los programas de modelado 3D no trabajan con superficies curvas, sino que discretizan las superficies de arcos, bóvedas y estructuras similares, lo que supone un aumento del número de caras que intervienen, de manera implícita, en la simulación. En caso de haber superficies que se encuentren altamente ornamentadas, o con una gran presencia de retranqueos, se compensa la simplificación en la representación con la aplicación de un coeficiente de *scattering* elevado, como aplica [9]. Es posible, a su vez, indicar a Odeon que un conjunto de caras compone una superficie curva en la realidad, de manera que se puedan simular de manera realista sus fenómenos físicos asociados.

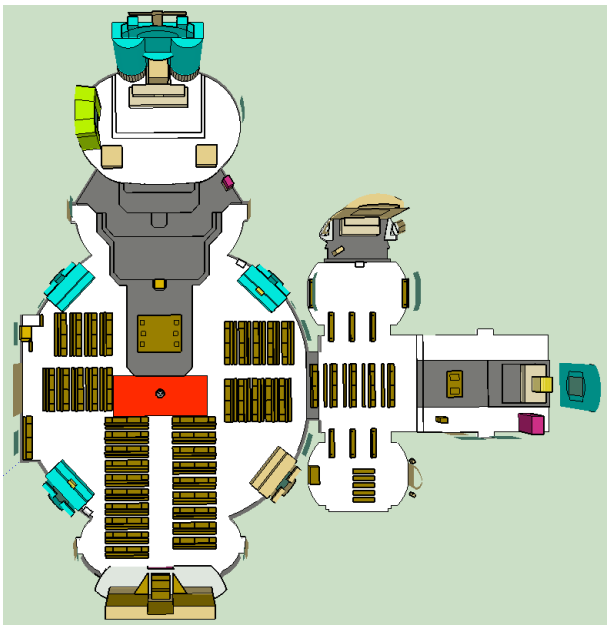


Figura 5. Vista cenital del modelo virtual simplificado, sin paredes ni techos

Una vez se decidió el criterio de precisión a emplear, se procedió con la composición del modelo propiamente dicho. Este trabajo se llevó a cabo en SketchUp, donde se emplearon capas de componentes para facilitar la futura tarea de asignación de materiales a las superficies del modelo en Odeon. Gracias a un *plugin* de Odeon desarrollado para SketchUp (SU2Odeon [13]), se puede exportar directamente la geometría del modelo y las posiciones de emisores y receptores a un formato con el que el programa de simulación puede trabajar. La Figura 5 presenta una vista cenital del modelo, sin presentar las paredes ni techos, a fin de poder observar la distribución de zonas de audiencia en relación con todo el mobiliario interior.

3.3 Calibración del modelo virtual

Aunque un modelo de simulación se puede calibrar acústicamente de diversos modos, entre los que se encuentra la calibración manual, Odeon cuenta con un sistema automático propio de calibración de recintos, en base a las IR que se le proporcionan para una determinada geometría y a los coeficientes de absorción y *scattering*. Este sistema se denomina algoritmo genético y es un algoritmo iterativo que, en base a ciertos límites de alteración, modifica los materiales asignados a las superficies del modelo; busca minimizar la distancia, en métrica de Mínima Diferencia Perceptible (JND, en inglés), entre los datos medidos *in situ* y el modelo resultante tras aplicar los cambios de cada iteración, para cada banda de octava desde la banda de 63 Hz hasta la banda de 8 kHz. Este proceso no se realiza para absolutamente todos los materiales, solo para aquellos sobre los que existe alguna incertidumbre acerca de su comportamiento acústico. Para la mayoría de materiales del modelo se han empleado coeficientes de absorción conocidos, bien de bibliografía, o bien de mediciones; para el yeso, por ejemplo, se ha ejecutado el algoritmo genético con el fin de conocer su comportamiento en esta iglesia.

En el caso de este estudio, se estableció, para la simulación acústica, una precisión de nivel de ingeniería, con 20985 rayos tardíos (recomendación de Odeon según el volumen del recinto) y un orden de transición de 2. Los índices que se emplearon para realizar la calibración fueron: EDT, T_{20}, D_{50} y C_{80}, para un total de cuatro pares emisor-receptor que representan la realidad sonora del recinto: F01M02, F01M03, F01M08 y F03M09 (se pueden consultar en la Figura 4). Estos parámetros se seleccionaron por ser relevantes en un sentido u otro: EDT es un indicador del RT muy relacionado con la percepción, mientras que T_{20} es el estimador habitual de RT y, además, su uso viene recomendado por [14]; D_{50} y C_{80}, en cambio, son indicadores energéticos de la Definición y Claridad de la palabra, tanto hablada como musical, respectivamente. Ambos tipos de emisión son muy habituales en esta clase de recintos y se evaluaron según criterios temporales y energéticos, de manera adicional a emplear el STI.

4 Mejoras estudiadas

En este apartado se concretan las mejoras acústicas estudiadas, su diseño e implementación, dentro de las cuatro familias de soluciones ejecutadas. En primer lugar, se evaluarán mejoras en el acondicionamiento acústico de la iglesia para lidiar con el alto tiempo de reverberación que presenta (siete segundos en frecuencias medias); a continuación, se estudiarán mejoras con respecto del sistema de refuerzo sonoro actual que presenta el templo; en tercer lugar, se tratará de mejorar el aislamiento acústico de algunos elementos presentes en la iglesia; por último, se combinarán mejoras de las tres familias anteriores con el fin de lograr desempeños aún mayores.

Las soluciones basadas en la modificación del acondicionamiento acústico implican alterar los coeficientes de absorción acústica de determinadas superficies en un recinto, para poder influir en el campo sonoro que se produce en su interior. Para este conjunto de soluciones, se ha optado por la

aplicación de enlucido acústico en paredes y techos, concretamente el modelo fade® ALBUS comercializado por Ecophon, cuyas características se detallan en la Tabla 3. Este enlucido acústico es de fácil implementación en superficies, tanto planas, como curvas, lo que en conjunto con su alta gama de personalización en colores y texturas lo hace muy adecuado para un recinto como el que es esta iglesia protegida. Esta familia de soluciones se simula en el recinto sin la presencia del refuerzo electroacústico que, actualmente, existe en el templo. El objetivo es evaluar la influencia de la mejora en la inteligibilidad sonora en las zonas de audiencia, por el mero hecho de disminuir el RT.

Tabla 3. Coeficientes de absorción en bandas de octava del enlucido acústico fade® ALBUS, de Ecophon [15]

f [Hz]	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**
α (fade® ALBUS)	0,30	0,80	1,00	1,00	0,95	0,95

Las soluciones mediante refuerzo electroacústico parten de una situación base, que es la que existe actualmente en la iglesia. Se han modelado los altavoces actuales en posición, orientación y patrones de directividad, de forma que se pueden estudiar modificaciones de esta situación base. La potencia acústica de estos emisores se configura de tal forma que las zonas de audiencia reciban un nivel de presión sonora (SPL, en inglés) equivalente al que obtendrían de un orador puntual situado en esa posición. Las modificaciones (para la nave principal) se han basado, primero, en reorientar los altavoces existentes para lograr una cobertura espacial más eficiente; al contemplar que esta reorientación no era suficiente se han añadido altavoces nuevos en posiciones que permitiesen abarcar una mayor área de audiencia. Tras realizar estas modificaciones en el perímetro de la planta de la iglesia, se ha estudiado descolgar varios altavoces en el centro de la nave con el objetivo de proporcionar nivel directo, tanto en los últimos, como en los primeros bancos. Para la nave secundaria, las modificaciones del refuerzo sonoro existente han pasado por cambiar los modelos de ciertos altavoces, manteniendo sus posiciones, con el fin de aprovechar la directividad de altavoces de tipo columna.

La mejora de aislamiento acústico se acomete tratando de aumentar la estanqueidad de las tres puertas de acceso al templo [16], una desde los salones parroquiales y dos desde la calle, pero todas de las mismas características constructivas; esta mejora se ha simulado siguiendo los valores extraídos de [17], que sería el mínimo caso de mejora dado que la estanqueidad de una puerta antigua es bastante menor que la de una ventana de PVC. Se aplica también el razonamiento de que cada hueco presente en el recinto, que pudiera recibir una mejora de su estanqueidad, actúa dentro del recinto como un emisor puntual de ruido de fondo (RF). Así pues, se asume una simplificación a la hora de aplicar la reducción de RF según el razonamiento anterior: la mejora del aislamiento acústico en todos los elementos que reúnan estas características se puede apreciar como la suma incoherente de las mejoras individuales para cada fuente puntual de RF, no solo para los puntos donde la contribución de las tres fuentes de ruido sea similar, sino para toda la planta de la iglesia debido a su carácter altamente reverberante. Al ser tres las puertas con claros problemas de estanqueidad que pueden propiciar una inmisión de ruido en el interior de la iglesia, los valores obtenidos de [17] se aplican con un incremento de 9,5 dB en cada banda de frecuencia.

Por último, las soluciones que combinan soluciones de diferentes familias son diversas: los casos más básicos han sido combinar el acondicionamiento y el aislamiento acústicos con el refuerzo electroacústico base, de manera separada. En otra línea se han diseñado nuevos métodos de acondicionamiento acústico para este recinto, a la vez que se contrastaban contra algunas de las distintas soluciones de refuerzo electroacústico; en concreto, se ha propuesto tapizar los bancos presentes en la iglesia como vía para acercar el acondicionamiento acústico a los oyentes, de manera respetuosa con la calidad de BIC de la iglesia (el coeficiente de absorción de este tapizado se recoge en la Tabla 4). Además, la propuesta de mejora del aislamiento acústico se ha combinado junto con el refuerzo electroacústico actual.

Tabla 4. Coeficientes de absorción en bandas de octava del tapizado de asientos de madera, proporcionado por la biblioteca de materiales de Odeon

f [Hz]	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
α (tapizado bancos)	0,44	0,44	0,60	0,77	0,89	0,82	0,70	0,70

5 Resultados

5.1 Resultados de la calibración del modelo virtual

Para verificar la validez del modelo virtual, se recogen en la Figura 6 dos curvas: la curva azul representa el error medio (en métrica JND) de todos los parámetros que influyen en la calibración, para cada banda de octava desde la de 63 Hz hasta la de 8 kHz, del modelo virtual sin calibrar. La curva naranja representa la misma información, pero una vez concluido el algoritmo genético que se emplea en el proceso de calibración del modelo virtual. En baja frecuencia (BF), además de la incertidumbre de medición *in situ*, existe una limitación de la teoría geométrica que es la que emplea Odeon para realizar simulaciones en recintos [18]; es por esto por lo que la banda de 63 Hz no percibe una mejora real tras haber calibrado el modelo. La banda de 8 kHz, sin embargo, no ajusta por las posibles pérdidas por absorción del aire en alta frecuencia (AF); ya que, pese a ser un recinto cerrado, su gran volumen de aire propicia la aparición de este comportamiento, como también comenta [9] en su estudio. Los 16,6 ºC y el 45,7 %HR de este estudio representan un ligero equilibrio, pues los picos de absorción se hacen más notorios para combinaciones de mayor temperatura con menor porcentaje de HR, al aumentar la frecuencia; así pues, una temperatura por debajo de 20 ºC indica una absorción comedida que se ve suavizada por una HR de más del 40 %. No obstante, por la frecuencia a la que se trabaja es un efecto a considerar.

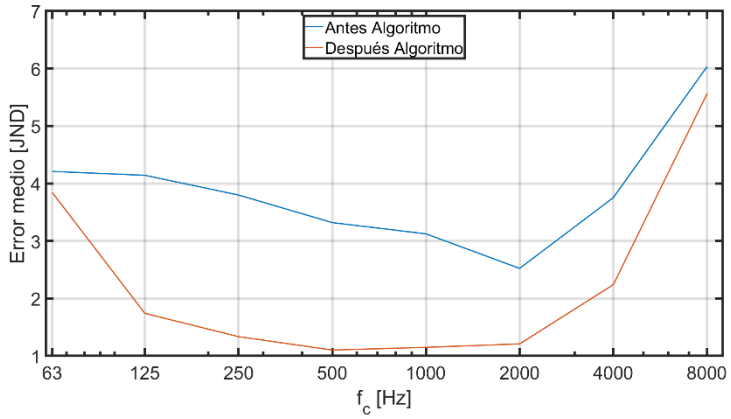


Figura 6. Comparativa de errores medios en métrica JND, antes y después de realizar la calibración

Las implicaciones de estos defectos en la calibración en BF y AF no plantean una problemática real, ya que el objetivo del estudio, que es evaluar la inteligibilidad sonora de la palabra, define que la importancia de la señal sonora estará en el rango frecuecnial donde se encuentre información vocal; de esta manera, el rango de interés se define entre 125 Hz y 4 kHz, que percibe un error medio de menos de 2,5 JND. Lo ideal sería que el error fuera menor que 1 JND, así las diferencias entre lo simulado y lo medido no serían perceptibles; sin embargo, para el STI el escalón de cambio de categoría más pequeño es de 0,1 [6] y, siendo 0,03 el valor de JND para el STI [10], se entiende que en esta aplicación concreta lograr un error medio por debajo de 3 JND es un valor aceptable para una valoración realista del índice

de evaluación. En la Tabla 5 se recoge un resumen de los mejores desempeños de cada familia de soluciones. El escenario VACÍO se refiere a aquel donde un orador puntual, en una posición natural de emisión del recinto (F01 en la nave principal y F03 en la secundaria), produce energía sonora sin ningún tipo de refuerzo ni acondicionamiento; es decir, es el estado del templo dado exclusivamente por su composición arquitectónica.

Tabla 5. Resumen de los desempeños en términos de STI para cada familia de soluciones

STI [-]					
ESCENARIO	**VACÍO**	**ACOND**	**AIS**	**EA**	**COMB**
N. PRINCIPAL	0,34	0,37	0,34	0,51	0,58
N. LATERAL	0,45	0,55	0,45	0,63	0,70

5.2 Resultados de las mejoras mediante acondicionamiento acústico

En términos de acondicionamiento acústico (ACOND), la mejor solución se basa en enlucir los techos de la nave lateral y la base de la cúpula de la nave principal, además de unos paneles de pared cerca de los bancos donde se ubican regularmente los feligreses en la nave principal. Esta solución implica recubrir los enlucidos en yeso originales del recinto con el enlucido acústico presentado en la Tabla 3, con lo que el total de material empleado asciende a 217,72 m^2. Como se puede apreciar, este tipo de soluciones aplicadas en poca superficie con respecto de la superficie envolvente total del recinto tienen un efecto pequeño sobre la inteligibilidad del habla. En esta configuración y para esta iglesia, en el mejor de los casos han obtenido una mejora de 1 JND en la nave principal y 3 JND en la nave lateral.

5.3 Resultados de las mejoras mediante refuerzo electroacústico

En el caso de las soluciones por mejora o cambio en el refuerzo electroacústico (EA) presente actualmente en el templo, se ha llegado a la conclusión de que la mejor solución para la nave principal es el sistema instalado actualmente; es decir, la situación sobre la que se han modificado las posiciones y orientaciones de los altavoces actuales, dando lugar a desempeños notablemente inferiores al original o, en el caso de producir alguna mejoría, esta no ha alcanzado a ser perceptible. Este comportamiento acusa que la iglesia es un recinto dificilmente abordable en términos de inteligbilidad sonora del habla, ya que sin el correcto acondicionamiento acústico los refuerzos sonoros potencian, tanto el campo directo, como el campo reverberante, pudiendo llegar a empeorar, en algunos puntos, la situación original. Para la nave lateral, sin embargo, ha habido una solución que ha elevado el STI desde el 0,56 original hasta 0,63, logrando un cambio de categoría según los recogidos en la Tabla 3. Esta solución se basa en sustituir los altavoces actuales por el mismo modelo de altavoz que se encuentra en la nave principal, que cuentan con una morfología de altavoz de columna, en lugar de los altavoces compactos que están instalados actualmente.

5.4 Resultados de las mejoras mediante aislamiento acústico

En relación con las soluciones mediante aplicación de aislamiento acústico (AIS), no se ha observado una mejora numérica en el STI. No se ha observado, ni en el caso de la nave principal, ni en el caso de la nave secundaria; es posible que, por la SNR que reciben los oyentes antes de aplicar estas soluciones, este término no tenga un peso suficiente en las ponderaciones efectuadas para el cómputo del STI, siendo más relevante el caracter altamente revereberante de esta iglesia [19].

5.5 Resultados de las mejoras mediante combinación de familias de mejoras

En última instancia, las soluciones mediante combinación que mejor han funcionado se han basado en combinar un refuerzo electroacústico más potente, junto con un acondicionamiento acústico más cercano a las zonas de audiencia. La nave lateral ha recibido un incremento notable en el STI, llegando a aumentar dos categorías de calidad desde la situación en vacío de la iglesia; esta solución ha implicado emplear el refuerzo electroacústico propuesto en EA y añadir un acondicionamiento acústico basado en sustituir los bancos de madera actuales por unos equivalentes con sus superficies tapizadas (ver Tabla 4). En la nave principal la mejora puede parecer más discreta, pero prueba la hipótesis de que acompañar un aumento de nivel total en la nave con un acondicionamiento acústico cerca de los oyentes, produce mejores resultados que emplear estas soluciones por separado.

6 Conclusiones

El modelo virtual simplificado de la iglesia ha supuesto una vía de trabajo muy útil para evaluar mejoras acústicas en el recinto, sin necesidad de instalarlas para poder evaluar su desempeño. El error medio en métrica JND se podría haber reducido más aún, mediante más iteraciones del algoritmo genético, en caso de haber sido necesario.

El aumento de potencia acústica producido por, o bien aumentar el número de altavoces en la iglesia, o bien por aumentar la potencia con la que los altavoces existentes emiten, no siempre mejora la inteligibilidad sonora expresada mediante el STI. Esto es debido a que esta vía de actuación puede llegar a aumentar el nivel reverberante presente en el recinto, en la misma cuantía que reciben los oyentes el aumento de nivel directo, por lo que la composición del campo sonoro no se ve afectada realmente. Dentro de esto, la disposición geométrica del refuerzo electroacústico actual es la mejor, contrastado frente a soluciones que perseguían mejorar ciertas zonas de sombra acústica o aumentar la cobertura general del refuerzo electroacústico.

En esta línea, si se quiere mejorar la cantidad de nivel directo que reciben los oyentes presentes en las zonas de audiencia, se debe incorporar un acondicionamiento acústico adecuado para lidiar con el aumento del nivel reverberante en el recinto. Las soluciones de este tipo que se han estudiado, para esta iglesia, evidencian que el mejor desempeño surge cuando las superficies tratadas con acondicionamiento acústico se distribuyen cerca de los propios oyentes, al no tener la posibilidad de enlucir suficiente superficie de la iglesia como para que sea relevante en relación con la superficie total de la misma.

La mejora del aislamiento acústico en esta iglesia no favorece la inteligibilidad sonora de forma cuantificable, debido a la pobre SNR presente en sus áreas de audiencia, para condiciones razonables de emisión y con el RF esperable para este tipo de recintos. La mejora de la SNR propiciada por la reducción del RF en estas zonas de audiencia no es suficiente como para que este término sea influyente en el cálculo del STI, por lo que sería necesario evaluar esta misma situación con una SNR superior, es decir, con una mayor cantidad de nivel directo en las zonas de audiencia.

Agradecimientos

Los autores quieren agradecer al párroco, al vicario parroquial y al capellán de la iglesia de San Sebastián, en Madrid, la disponibilidad prestada para la realización de este estudio acústico.

Referencias

[1] M. Fernández García, *Parroquia madrileña de San Sebastián: El templo parroquial*, 1ª Edición., vol. 1. Madrid, 1998.

[2] Comunidad De Madrid, *Ley 8/2023, de 30 de marzo, de Patrimonio Cultural de la Comunidad de Madrid*. 2023.

[3] S. Girón, L. Álvarez-Morales, y T. Zamarreño, «Acústica de iglesias: Una revisión del estado del arte después de varias décadas de investigación», *J Sound Vib*, vol. 411, pp. 378-408, 2017, doi: https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.09.015.

[4] M. Larrosa Navarro, A. Pedrero González, y D. de la Prida, «Caracterización acústica de los espacios sonoros del Real Monasterio de San Lorenzo del Escorial», en *XII Congreso Ibérico de Acústica*, Elche, 2022.

[5] A. Alonso, R. Suárez, y J. J. Sendra, «Reconstrucción virtual de acústica interior en catedrales: El caso de la Catedral de Granada», *Build Simul*, vol. 10, n.º 4, pp. 431-446, 2017, doi: https://doi.org/10.1007/s12273-016-0342-z.

[6] J. H. Rindel, «Cálculo del STI en recintos». 2014. [En línea]. Disponible en: http://www.odeon.dk/pdf/Application_note_ISO-3382-3_Offices.pdf

[7] A. Pedrero González y C. Díaz Sanchidrián, «Restauración virtual del patrimonio sonoro. Aplicación al antiguo rito hispánico», Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2014.

[8] J. Navarro, J. J. Sendra, y S. Muñoz, «La iglesia latina occidental como lugar para la música y la predicación: Una evaluación acústica», *Applied Acoustics*, vol. 70, n.º 6, pp. 781-789, 2009, doi: https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2008.09.014.

[9] M. Larrosa Navarro, A. Pedrero González, y D. de la Prida, «Modelo acústico de la Basílica del Real Monasterio de San Lorenzo del Escorial», en *Tecniacústica*, Cuenca, 2023.

[10] «UNE-EN ISO 3382, Acústica. Medición de parámetros acústicos en recintos. Parte 1: Salas de espectáculos», 2009

[11] «UNE-EN IEC 60268, Equipos para sistemas electroacústicos. Parte 16: Evaluación objetiva de la inteligibilidad del habla mediante el índice de transmisión del habla.», 2020

[12] S. Pelzer, L. Aspöck, D. Schröder, y M. Vorländer, «Integrando simulaciones en tiempo real de acústica de recintos en software de modelado CAD para mejorar el proceso de diseño arquitectónico», *Buildings*, vol. 4, n.º 2, pp. 113-138, 2014, doi: https://doi.org/10.3390/buildings4020113.

[13] Odeon Room Acoustics Software, «Plugin SU2Odeon para SketchUp». 2022. Accedido: 25 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://odeon.dk/downloads/su2odeon/

[14] «UNE-EN ISO 354, Acústica. Medición de la absorción acústica en una cámara reverberante.», 2004

[15] Ecophon, «fade® enlucido acústico», 2022 Accedido: 22 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.ecophon.com/globalassets/media/pdf-and-documents/exp/exp_fade_family_brochure_2022_01_w.pdf/

[16] T. Catalina, V. Iordache, y F. Iordache, «Correlación entre el aire y la propagación sonora para determinar la permeabilidad aérea de construcciones con ventanas de hoja simple/doble», *Energy Build*, vol. 224, n.º 110253, 2020, doi: https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110253.

[17] J. Nurzynski, «Diferentes aspectos del efecto de sellado sobre el comportamiento acústico de las ventanas», en *Research in Building Physics*, 1ª Edición., J. Carmeliet, H. Hens, y G. Vermeir, Eds., Londres, 2003. doi: https://doi.org/10.1201/9781003078852.

[18] J. H. Rindel, «Técnicas de simulación por ordenador para el diseño acústico de recintos», *Acoust Aust*, vol. 23, n.º 3, pp. 81-86, 1995.

[19] Brüel & Kjær, «Midiendo inteligibilidad del habla mediante DIRAC 7841». 2013. Accedido: 7 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.bksv.com/media/doc/bo0521.pdf

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

COMPORTAMIENTO ACÚSTICO DE LAS MEMBRANAS ARQUITECTÓNICAS EN ESPACIOS ESCÉNICOS

María I. Aguilar[1]

[1]Escuela de Doctorado, Universitat Politécnica de Catalunya (UPC)
{maria.isabel.aguilar@upc.edu}

Resumen

Con el propósito de estudiar el comportamiento acústico de las membranas textiles en espacios escénicos, se ha elegido el Ágora de la Casa de la Cultura Ecuatoriana (CCE), en Quito – Ecuador. Se ha contado con la dirección de Francesc Daumal - Anna Casas (UPC), colaboración de: Juan Francisco Mayorga (UDLA), laboratorio acústico LAMBDA y personal de la CCE. La metodología plantea una primera fase teórica que engloba los conocimientos de notables investigadores en arquitextiles como en acústica arquitectónica de espacios escénicos multifuncionales, con geometría circular y convexa.

La segunda fase experimental parte del estado actual del recinto, que incluye la medición acústica in situ, para detectar problemas acústicos. Seguidamente se desarrolla el diseño del falso techo con membrana, creándose la nueva volumetría interna; se complementa con la selección de materiales de revestimiento interno, que facilitan el cálculo del tiempo de reverberación óptimo y demás parámetros acústicos idóneos, para brindar a los espectadores una adecuada percepción del sonido. La propuesta se comprueba con una simulación en software acústico que considera tres opciones de arquitextiles existentes en el mercado, generando resultados que permiten elegir la membrana con mejor comportamiento acústico. La respuesta acústica de las membranas textiles en espacios escénicos, implica que durante el proceso de diseño, se enfoque la atención en las propiedades y comportamiento de los arquitextiles, así como en la configuración geométrica del espacio escénico.

Palabras clave: acústica, espacios escénicos, arquitextiles, membranas.

Abstract

The Ágora de la Casa de la Cultura Ecuatoriana (CCE) in Quito, Ecuador, has been selected as the study location for the investigation of acoustic behavior of textile membranes in scenic environments. With assistance from Juan Francisco Mayorga (UDLA), the LAMBDA acoustic laboratory, and CCE staff, the study has been directed by Francesc Daumal - Anna Casas (UPC). The methodology suggests a first theoretical phase that incorporates the expertise of eminent scholars in the fields of architectural fabrics and room acoustics for multipurpose scenic spaces with convex and circular geometry.

In order to identify acoustic issues, the second experimental phase begins on the current state of the premises and involves in situ acoustic monitoring. The design of the false ceiling with membrane is then created, forming a new interior volumetry to provide viewers with an adequate sense of sound. This is complemented by the choice of internal lining materials, which makes it easier to calculate the ideal reverberation time and other ideal acoustic parameters. The suggestion is validated using an acoustic software simulation that considers three architectural fabric possibilities available on the market, producing outcomes that enable selection of the membrane with the optimal acoustic performance. Arquitectural membrane's response to sound in performance venues suggests that during the design phase the properties and behavior of the membranes, as well as the geometric disposition of the stage area must be a main focus point.

Keywords: room acoustics; scenic spaces; architectural fabric; membranes.

PACS no. 43.55.Br, 43.55.-n, 43.40.Ey

1 Introducción

El Ágora de la Casa de la Cultura Ecuatoriana es un espacio escénico polivalente (multifuncional), destinado a la exposición de artes musicales y coreográficas, como también presentaciones habladas, entre otras actividades culturales con y sin esfuerzo electroacústico; posee una planta circular con una cubierta cóncava de estructura metálica, recubierta con membrana.

Considerando que cada actividad demanda condiciones acústicas diferentes, es necesario determinar un tiempo de reverberación óptimo que brinde una respuesta sonora idónea dentro de la sala para todas las actividades anteriormente mencionadas, esto con el objetivo principal de garantizar una correcta inteligibilidad de la palabra, como también, calidez musical.

Cabe señalar que este caso de estudio se encuentra en desarrollo, como parte del proyecto de investigación que se aprobará en la Escuela de Doctorado de la Universidad Politécnica de Cataluña, por lo que se da a conocer los resultados obtenidos hasta la presente fecha.

2 Objetivo

Contribuir con el análisis de membranas existentes en el mercado, aplicadas en un espacio escénico polivalente con geometría circular y convexa, evaluando parámetros acústicos.

3 Fase Teórica

Del campo de investigación de arquitextiles y de la acústica arquitectónica, se destaca Josep Ignasi Llorens, quien en colaboración de Francesc Daumal, enfatizan en: *"El rendimiento acústico de los techos textiles debe considerarse durante el proceso de diseño. Se debe prestar atención a las propiedades del material y geometría del recinto para controlar el nivel de ruido, el tiempo de reverberación, la inteligibilidad y la distribución del sonido."* [1] (el énfasis me corresponde)

3.1 Parámetros Acústicos

El proceso de diseño se halla determinado por el Tiempo de Reverberación (RT) óptimo en frecuencias medias para recintos polivalentes: 1.6 a 2.15 sec, definido en función de los estudios realizados por expertos en acústica a nivel mundial, como son: Leo L. Beranek, Lothar Cremer and H. A. Müller, Vern O. Knudsen, entre otros; la Figura 1 citada por M. David Egan en su libro "Architectural Acoustics" [2], engloba los resultados de RT obtenidos por los investigadores antes citados.

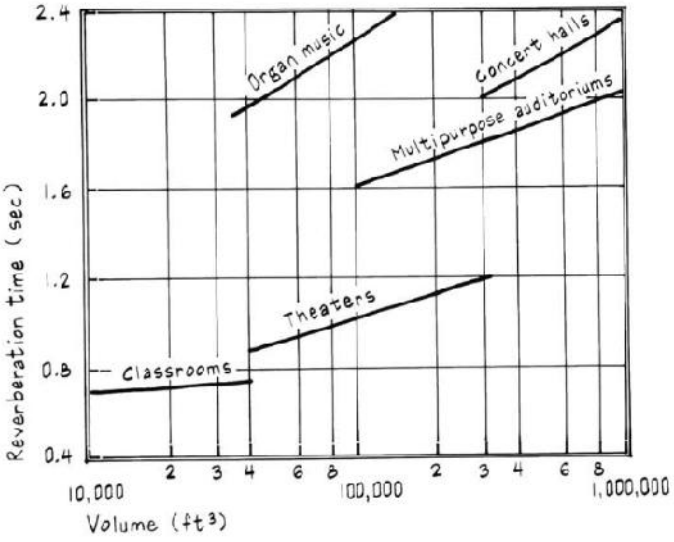


Figura 1 – *Tiempos de Reverberación óptimos en frecuencias medias.*
Fuente: Egan D., 2007. Architectural Acoustics.

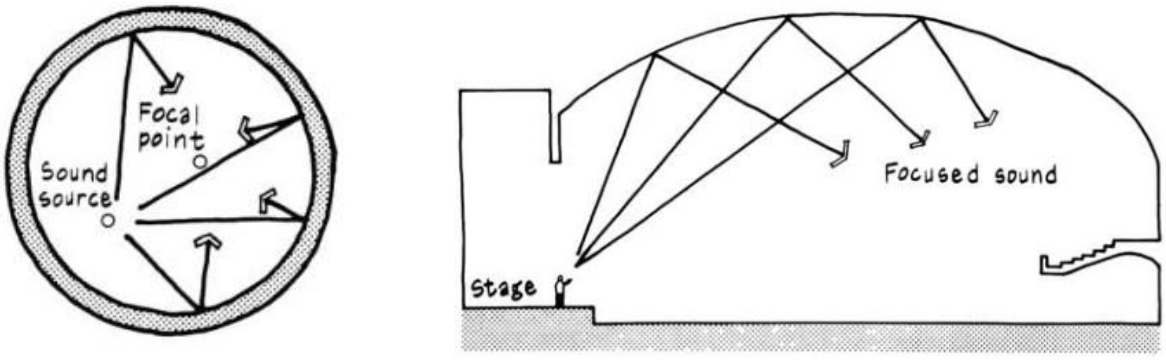
Adicionalmente, se consideran otros parámetros acústicos complementarios, detallados en la Tabla 1:

Tabla 1 – Parámetros acústicos del caso de estudio

Parámetros acústicos	
Claridad de la voz (C50)	≥ 2
Claridad musical (C80)	-4 y 0
Brillo (Br)	≤ 1
Calidez acústica (BR)	0.9 y 1.1
%ALcons	< 5%

3.2 Geometría del Recinto

La calidad acústica de los espacios destinados al disfrute de la música depende en gran medida de su tamaño y forma. La distribución y el tiempo de llegada de la energía sonora reflejada están fuertemente determinados por la forma y posición de las superficies reflectantes del sonido, en relación con las fuentes de sonido y la audiencia. Las superficies cóncavas concentran el sonido en áreas pequeñas lo que crea el riesgo de concentraciones sonoras en pequeñas zonas de audiencia, ecos y coloración del sonido. [3]



Figuras 2 y 3 – *Focused reflections from concave-shaped wall and ceiling.*
Fuente: Egan D., 2007. Architectural Acoustics.

Ejemplos de edificios en los que se produjo este problema son el Royal Albert Hall de Londres y el Tonhalle de Dusseldorf. Estas salas originalmente tenían techos de cúpulas esféricas, lo que provocaba concentraciones que no podían solucionarse sin modificaciones importantes [4]
En ambos casos, se intentó corregir el problema sin éxito agregando superficies absorbentes y difusoras de sonido a las cúpulas, pero el problema solo se resolvió colgando reflectors de sonido (mushrooms) debajo de las cúpulas, como se muestra en la Figura 4.

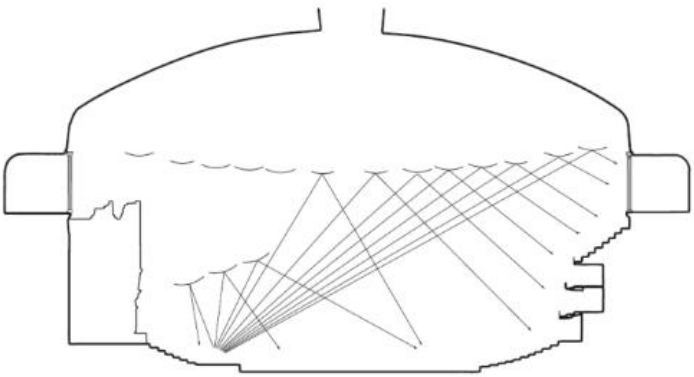


Figura 4 – *Longitudinal section through the Royal Albert Hall showing suspended reflectors*
Fuente: Barron, M., 2009. Auditorium Acoustics and Architectural Design. Spon Press, London. [5]

3.3 Propiedades y comportamiento acústico de las membranas textiles

Para este trabajo de investigación se ha elegido el estudio de las membranas textiles o también llamadas "membranas arquitectónicas" en espacios escénicos.

Derek J. Croome en su publicación "Acoustic Design for Flexible Membrane Structures" de 1984, da a conocer el análisis del comportamiento acústico de las membranas Duraskin y Structo. Fab (Ver Tablas 2 y 3), además aporta con el estudio de la acústica de las membranas en superficies curvas. [6]

Tabla 2

Theoretical Sound Absorption Coefficients for Unrestrained Duraskin Membranes

	Frequency (Hz)		
	100	*500*	*1000*
Duraskin 18069 $m = 0{\cdot}245\ \text{kg/m}^2$ $\alpha = [1 + 0{\cdot}35 \times 10^{-5} f^2]^{-1}$	0·97	0·53	0·22
Duraskin 18079 (perforated) $m = 0{\cdot}320\ \text{kg/m}^2$ $\alpha = [1 + 0{\cdot}42 \times 10^{-5} f^2]^{-1}$	0·96	0·49	0·19
$\alpha = [1 + 0{\cdot}146 \times 10^{-4} f^2]^{-1}$ Double layer	0·873	0·22	0·064

Tabla 3

Comparison of Theoretical (T) and Measured (M) Values of Sound Absorption Coefficient for Three Fibreglass Fabrics

Fabric	*Sound absorption coefficient*					
	125 Hz		*500 Hz*		*1000 Hz*	
	T	*M*	*T*	*M*	*T*	*M*
Structo. Fab 120 $0{\cdot}407\ \text{kg/m}^2$	$[1 + 0{\cdot}97 \times 10^{-5} f^2]^{-1} = 0{\cdot}87$	0·65	0·292	0·82	0·094	0·86
Structo. Fab 375 $1{\cdot}27\ \text{kg/m}^2$	$[1 + 0{\cdot}947 \times 10^{-4} f^2]^{-1} = 0{\cdot}39$	0·38	0·041	0·17	0·010 5	0·15
Structo. Fab 450 $1{\cdot}53\ \text{kg/m}^2$	$[1 + 0{\cdot}138 \times 10^{-3} f^2]^{-1} = 0{\cdot}32$	0·28	0·028	0·14	0·007 2	0·08

William J. Cavanaugh and Joseph A. Wilkes en su libro "Architectural Acousticas Principles and Practice" de 1999 [7], publican el cuadro de coeficientes de absorción del sonido de tejidos en general, que se cita a continuación:

Tabla 4

COEFICIENTES DE ABSORCIÓN DEL SONIDO DE TEJIDOS EN GENERAL (Fuente: William J. Cavanaugh and Joseph A. Wilkes. Architectural Acoustics Principles and Practice. 1999)							
MATERIAL	**125 Hz**	**250 Hz**	**500 Hz**	**1000 Hz**	**2000 Hz**	**4000 Hz**	**NRC**
1) Light velour, 10 oz/yd², hung straight, in contact with wall	0.03	0.04	0.11	0.17	0.24	0.35	0.15
2) Medium velour, 14 oz/yd², draped to half area	0.07	0.31	0.49	0.75	0.70	0.60	0.55
3) Heavy velour, 18 oz/yd², draped to half area	0.14	0.35	0.55	0.72	0.70	0.65	0.60

En la Tabla 5 detallo las propiedades acústicas de algunas membranas textiles existentes en el Mercado:

Tabla 5

PROPIEDADES ACÚSTICAS DE MEMBRANAS TEXTILES EXISTENTES				
Fabricantes/Distribuidores de MEMBRANAS	**PRODUCTO**	**MATERIALES**	**COEFICIENTE de ABSORCIÓN**	**OBSERVACIONES**
1) SAINT-GOBAIN (Francia)	Fabrasorb I Fabrasorb IA	Fiberglass and PTFE	0.70 0.55	Obra: Dener Airport Information Center, USA
2) NEWMAT (Francia)	Newacoustic	PVC	AlphaW= 0.65 - 0.70 NRC= 0.55 - 0.90	Cumple la Norma Europea NE 14716, en vigor a partir del 08 de agosto de 2005, Certificación CE. Certificado de clasificación: EUROCLASSE B, s2, d0. No F090990-CEMATE/13.
3) ARCHITEN LANDRELL (Inglaterra)	Architen Internal Acoustic tensil fabric system	PVC Glass	0.35 - 0.80	H90 NBS Specification
4) SERGE FERRARI (Francia)	Alphalia Silent AW Alphalia Silent AW 80	Tejido composite	Alphalia Silent AW + 100 mm air layer= 0.15 - 0.65 (125 Hz a 4000 Hz) Alphalia Silent AW + 400 mm air layer= 0.55 - 0.65 (125 Hz a 4000 Hz) Alphalia Silent AW + 45 mm Rockwool= 0.30 - 0.90 (125 Hz a 4000 Hz) Alphalia Silent AW + 100 mm Rockwool= 0.80 - 0.90 (125 Hz a 4000 Hz)	Absorption coefficient (ISO 354)
5) GERRIETS (Alemania)	Absorber CS	Tejido Trevira CS fonoabsorvente	0.65 - 0.90	
6) ACOUSTICAL SOLUTIONS (Virginia, USA)	AcoustiWall Fabric Stretch System	Polyester and Polyolefin fabrics	0.08 - 1.06 NRC= 0.55 - 0.95	

A continuación cito las recomendaciones de Josep Ignasi de Llorens y Francesc Daumal, extraídas de su publicación “Comportamiento acústico de cubiertas textiles” de 2013, para conseguir propiedades acústicas con los textiles:

- Dimensionar el volumen;
- Dar forma a las superficies;
- Controlar las trayectorias sonoras para ajustar el tiempo de reverberación;
- Aumentar el aislamiento acústico;
- Evitar reflejos focalizados;
- La geometría, el volume y la forma definen las distancias directas y reflejadas de la fuente;
- Añadir absorventes;
- Utilizar dobles/triples capas divididas por cavidades;
- Principalmente el acondicionamiento acústico se basa en: a) aplicar materiales reflectantes o absorventes; b) cambiar las trayectorias de sonido.

4 Fase Experimental

4.1 Estado Actual del Ágora de la Casa de la Cultura Ecuatoriana



Figura 5 – *Fotografía aérea de la Casa de la Cultura Ecuatoriana.*

La Casa de la Cultura Ecuatoriana se ubica en el norte de la ciudad de Quito (Ecuador), está conformada por una planta circular y una cubierta cóncova de membrana, los datos actuales son:

AFORO= 3169 espectadores

LONGITUD = 47,25 m (desde boca escenario a última fila de asientos)

ALTURA MEDIA LIBRE = 14,54 m (16,93m-11,75m) medida hasta la base de la cubierta.

GEOMETRIA de la SALA= circular

ANCHO = 68,40 m

VOLUMEN de la SALA = 41.663,58 m³ (hasta base de cubierta)

VOLUMEN de CUBIERTA = 25.400,00 m³

VOLUMEN INTERIOR TOTAL = 67.063,58 m³

VOLUMEN POR ASIENTO = 21,16 m³/asiento

ÁREA DE AUDIENCIA = 2846,60 m²

ÁREA POR ESPECTADOR = 0,27 m²

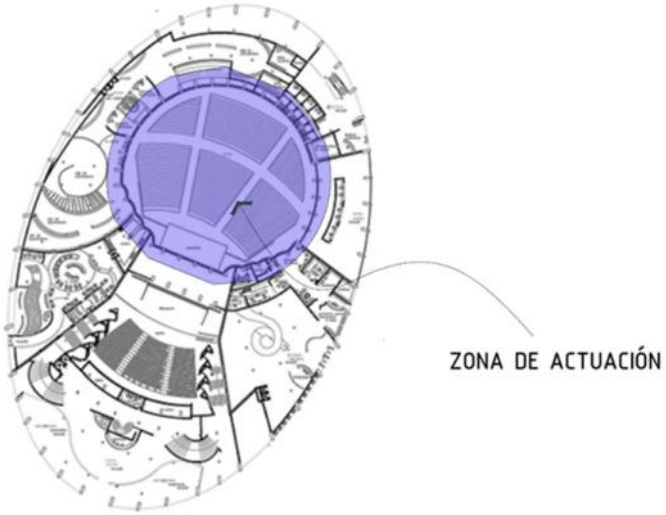


Figura 6 – *Planta de la CCE con la zona de actuación.*

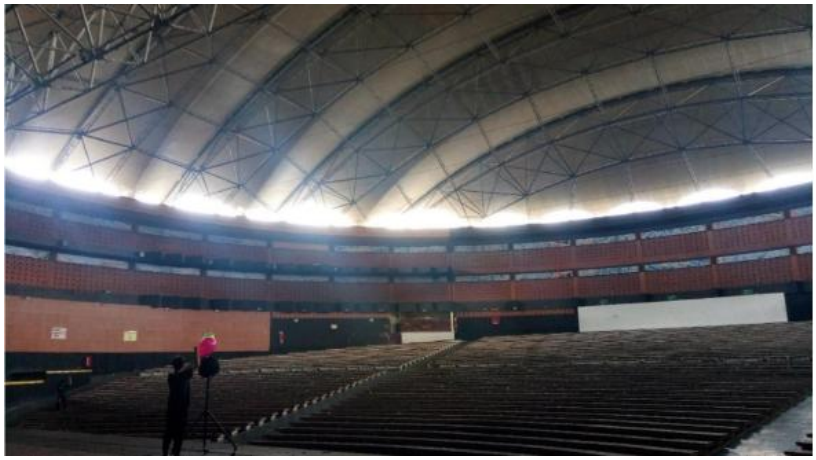
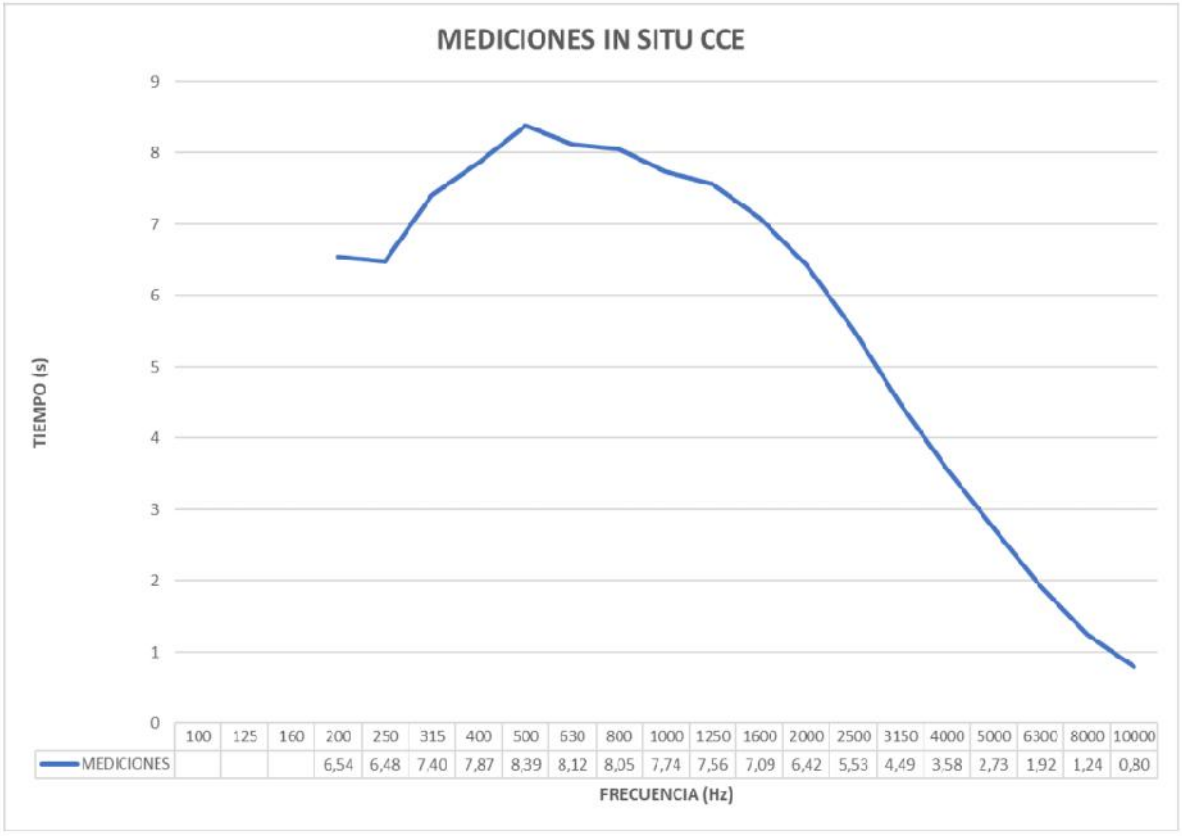


Figura 7– *Fotografía interior del Ágora de la CCE.*

A continuación, se presenta una curva donse se observa el tiempo de reverberación obtenido, a partir del promedio de los tiempos de reverberación medidos in situ del Ágora de la Casa de la Cultura Ecuatoriana:



	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
MEDICIONES				6,54	6,48	7,40	7,87	8,39	8,12	8,05	7,74	7,56	7,09	6,42	5,53	4,49	3,58	2,73	1,92	1,24	0,80

Figura 8 – Mayorga Juan, 2023. *Mediciones in Situ del Ágora de la CCE. UDLA*

La planta circular no es favorable, tiende a crear zonas de focalización del sonido de tipo anillo perimetral y no permite una distribución homogenea de la energía acústica. En cuanto a la tipología del techo o cubierta, tiene una forma cóncava elíptica, que genera los llamados “focos conjugados”. Por lo tanto la configuración espacial produce: demasiado tiempo de reverberación, dificultad de escuchar una voz no amplificada en cualquier punto del recinto debido a la falta de inteligibilidad, entre otros.

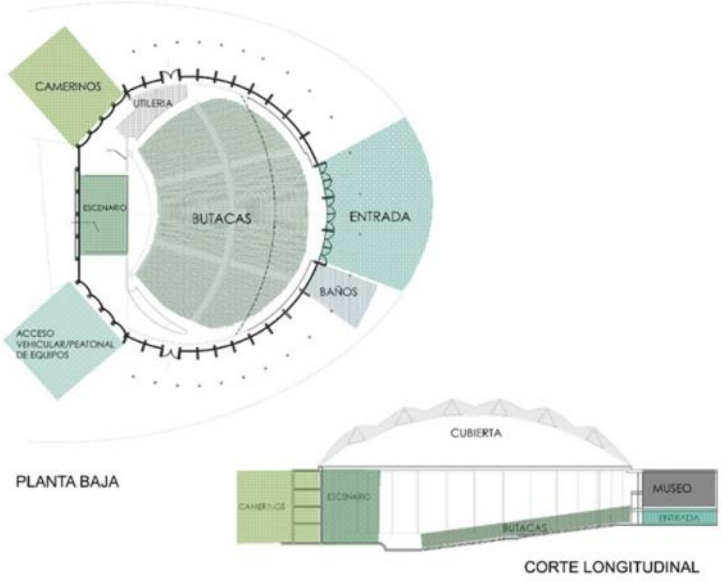


Figura 9 – Planta y sección actual *del Ágora de la CCE.*

4.2 Propuesta de falso techo con membrana textil

A diferencia de las superficies cóncavas, las superficies convexas ayudan a una mejor difusiòn de la energía sonora, por tal razón, se propone la colocación de paneles tipo mushroom, de cuatro tamaños diferentes, que cubren un área de 1302, 66 m^2 de falso techo.

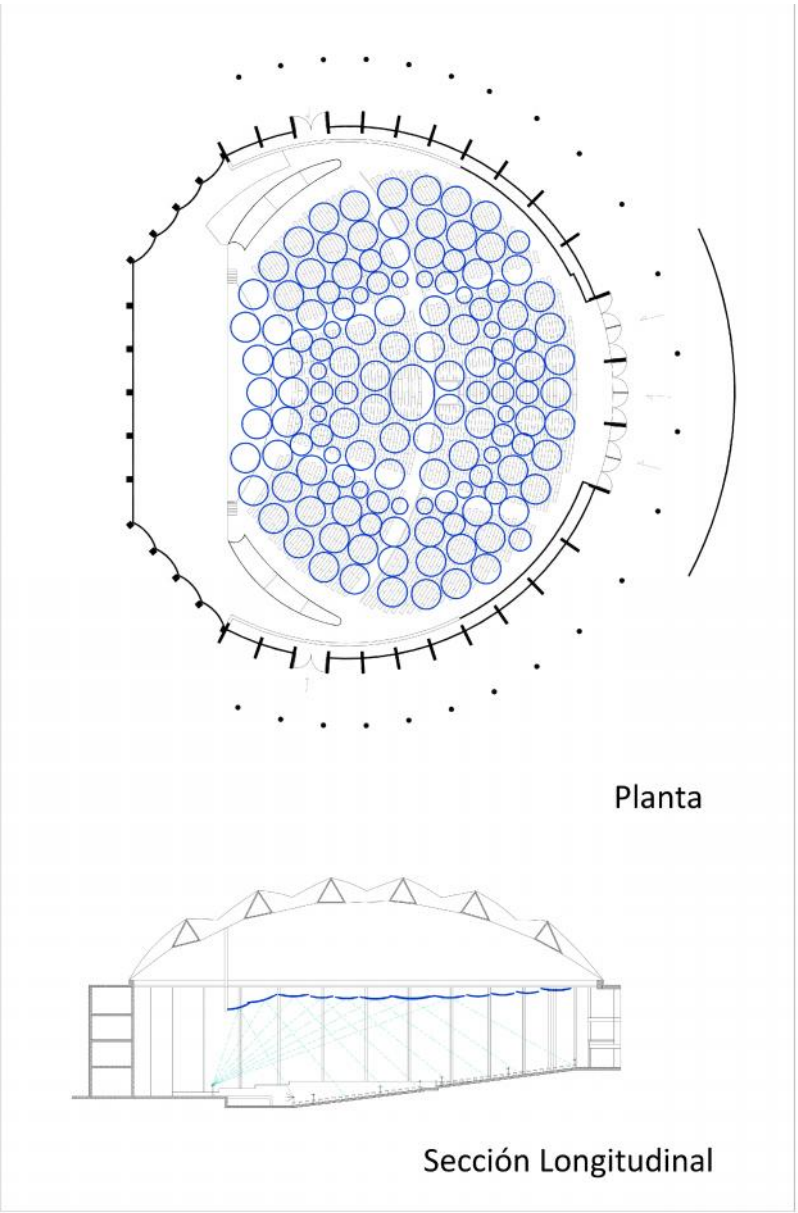


Figura 10 – Propuesta de falso techo. Planta y sección.

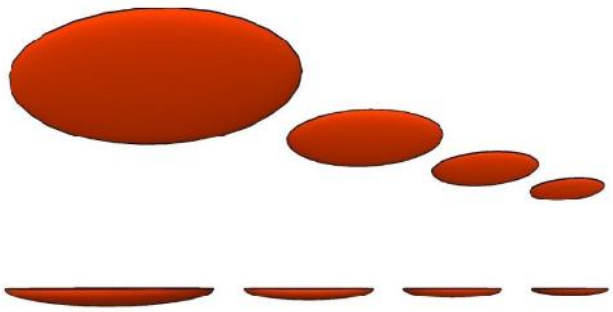


Figura 11 – Esquema 3D de los paneles acústicos propuestos.

A continuación, se presenta un esquema 3D del modelo utilizado para la simulación acústica:

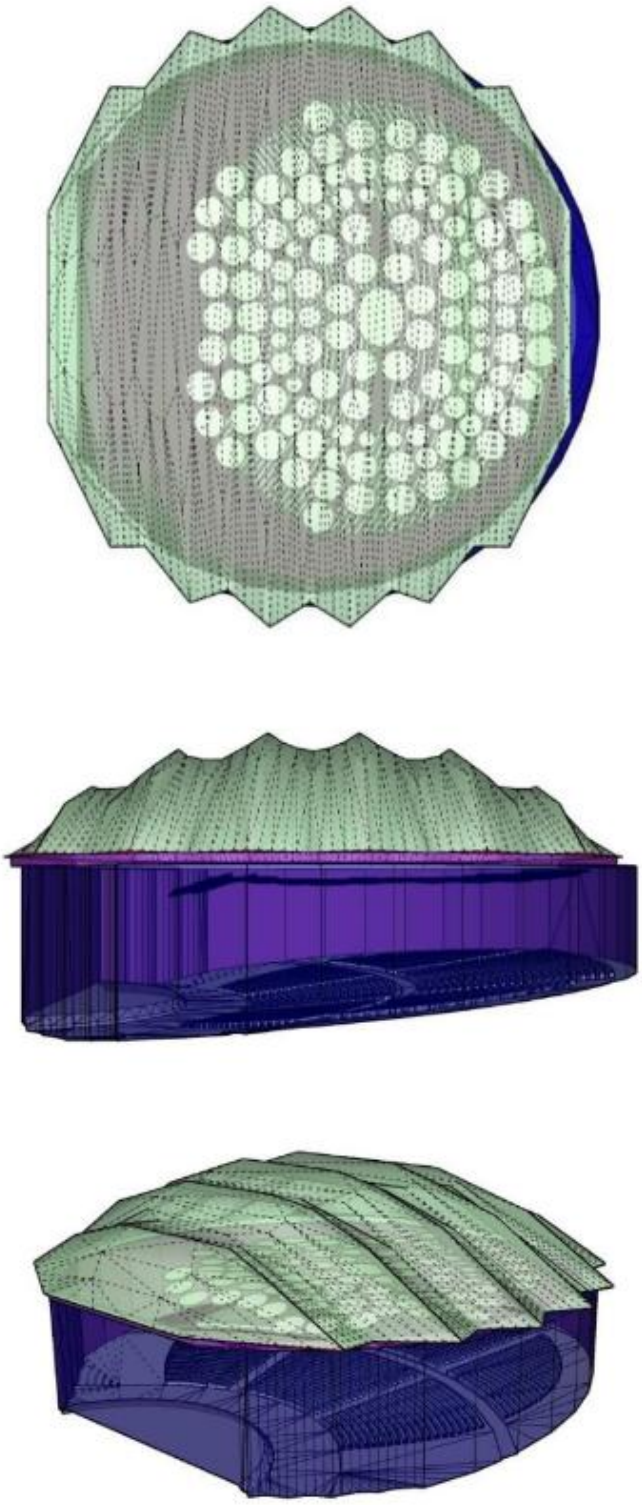


Figura 12 – Esquema 3D. Ágora de la CCE (Implementación de paneles acústicos)
Fuente: Laboratorio acústico LAMBDA, 2024.

4.3 Materiales evaluados

La implementación de los paneles tipo mushroom, será analizada con cada uno de los tres materiales: Alphalia Silent Aw Combined (100 Rockwool), Alphalia Silent Aw Simply (+100 mm air) y Fabrasorb; los coeficientes de absorción se detallan en los siguientes diagramas, obtenidos de las fichas técnicas de los fabricantes [8] [9]:

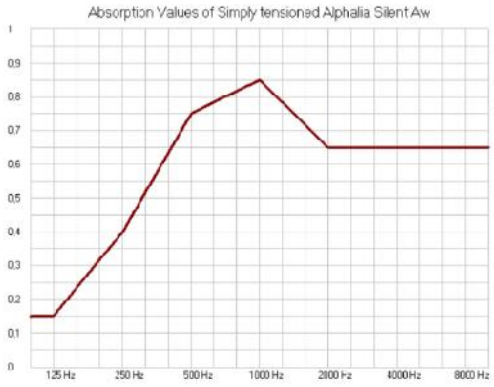


Figura 12 – Material de prueba- Alphalia Silent Aw Simply (+100 mm air).

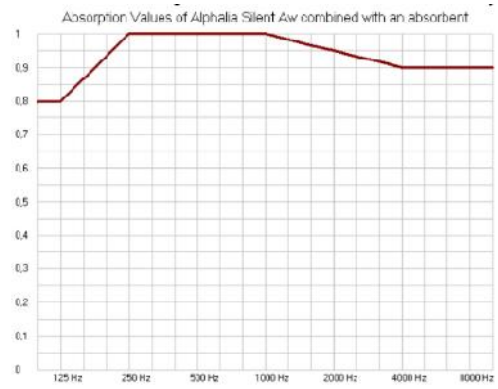


Figura 13 – Material de prueba- Alphalia Silent Aw Combined (100 Rockwool)

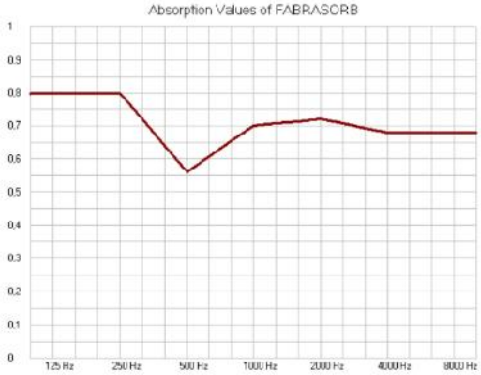
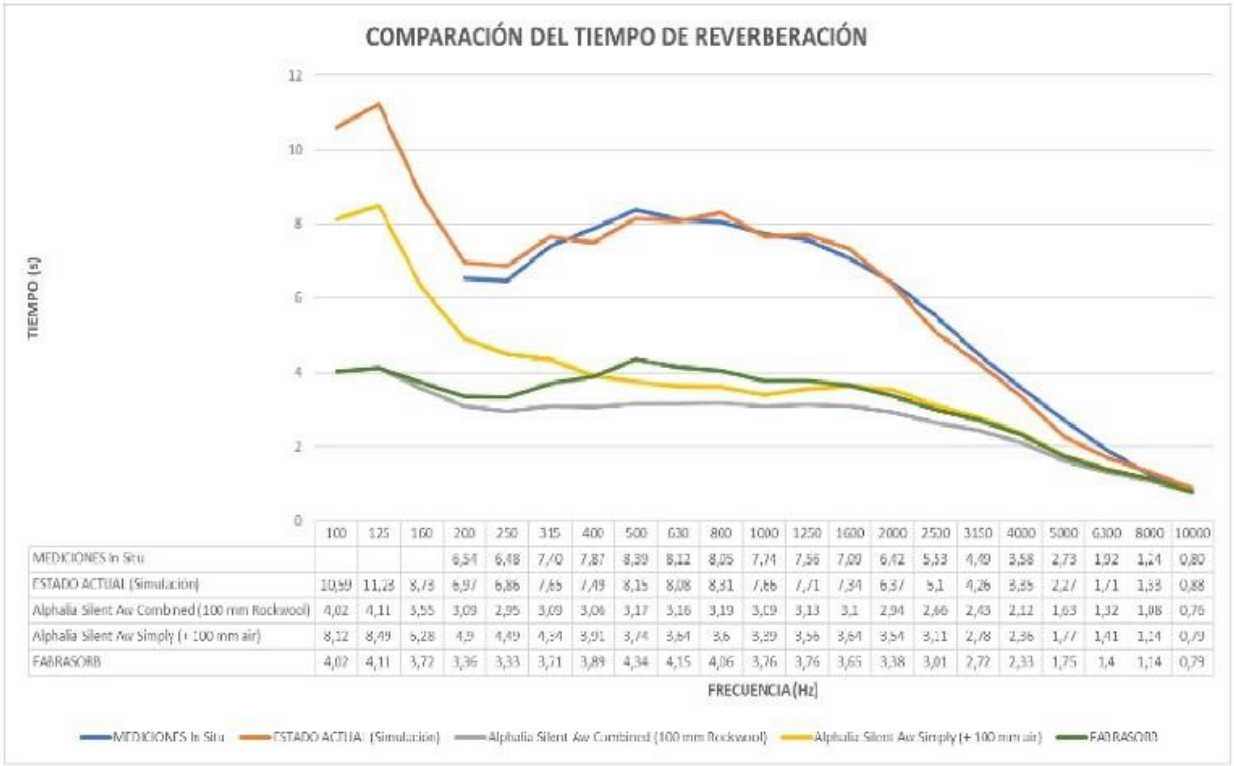


Figura 14 – Material de prueba- Fabrasorb.

4.4 Resultados

4.4.1 Tiempos de Reverberación obtenidos

En la siguiente figura podemos visualizar las curvas comparativas de los valores RT medidos in Situ, los valores RT simulados, y los valores RT de cada uno de los materiales propuestos en el falso techo:



	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
MEDICIONES In Situ				6,54	6,48	7,40	7,87	8,39	8,12	8,05	7,74	7,56	7,09	6,42	5,53	4,69	3,58	2,73	1,92	1,24	0,80
ESTADO ACTUAL (Simulación)	10,69	11,25	8,78	8,37	6,86	7,65	7,49	8,15	8,08	8,31	7,66	7,71	7,34	6,37	5,1	4,26	3,55	2,27	1,71	1,33	0,88
Alphalia Silent Aw Combined (100 mm Rockwool)	4,02	4,11	3,55	3,09	2,95	3,09	3,06	3,17	3,16	3,19	3,09	3,13	3,1	2,94	2,66	2,43	2,12	1,63	1,32	1,08	0,76
Alphalia Silent Aw Simply (+ 100 mm air)	8,12	8,49	6,28	4,9	4,49	4,34	3,91	3,74	3,64	3,6	3,29	3,56	3,64	3,54	3,11	2,78	2,36	1,77	1,41	1,14	0,79
FABRASORB	4,02	4,11	3,72	3,36	3,33	3,71	3,89	4,34	4,15	4,06	3,76	3,76	3,65	3,38	3,01	2,72	2,33	1,75	1,4	1,14	0,79

Figura 15 – Esquema 3D. Ágora de la CCE (Implementación de paneles acústicos en falso techo)
Fuente: Laboratorio acústico LAMBDA, 2024.

4.4.2 Valores de los parámetros acústicos simulados

En la Tabla 6 se detallan los valores obtenidos de los parámetros acústicos propuestos en el apartado 3.1, comparándolos con los valores del estado actual del recinto.

Tabla 6 – Valores de los parámetros acústicos recomendados, la situación actual y evaluación de tres opciones de arquitextiles en paneles de falso techo. Fuente: Laboratorio acústico LAMBDA, 2024.

Parámetros Acústicos	Valores de los parámetros analizados (Sabine)				
	Recomendados	Estado Inicial	Alphalia Silent Aw Combined (100 mm Rockwool)	Alphalia Silent Aw Simply (+ 100 mm air)	FABRASORB
C50	≥2	0,13	0,29	0,25	0,24
C80	[-4 ; 0]	0,16	0,43	0,36	0,34
Br	[0,8 ; 1,1]	0,62	0,81	0,83	0,70
BR	[0,8 ; 1,1]	1,14	1,13	1,82	0,92
STI	≥0.6	0,34	0,47	0,42	0,44
%Alcons	< 5%	28,29	13,24	17,51	15,58
RTmid	[0,6 ; 1,8]	8,06	3,13	3,57	4,05

Fuera de Parámetro
Estado más favorable
Estado medio
Estado menos favorable

5 Conclusiones

Con ninguno de los 3 materiales evaluados se obtiene el RT medio recomendado, de máximo 2.15 segundos [10]; el más favorable es Alphalia Silent Aw Combined (100 Rockwool) con un RT medio igual a 3.13 segundos.

Por lo tanto, la propuesta deberá complementarse con los criterios para recintos polivalentes dados por Leo L. Beranek [10], Heinrich Kuttruff [11], William J. Cavanaugh and Joseph A. Wilkes [7], David Egan [2], H. Arau [12], David R. Schwind [13], entre otros.

6 Referencias

[1] Llorens, J. (2013). Comportamiento acústico de cubiertas textiles. Medidas in situ. [RE] PENSAR las estructuras ligeras: actas del Simposio TensiNet - Estambul, págs. 181-190.

[2] Egan M. David, 2007. Architectural Acoustics. J. Ross Publishing, Inc., 5765 N. Andrews Way, Fort Lauderdale, FF 33309.

[3] Méndez, T., 2015. Acoustic optimization of funicular shells. Proceedings if the International Association for Shell and Spatial Structures (IASS), Symposium 2015, Amsterdam, 17-20 August, pág. 03.

[4] Vercammen, M., 2011. Sound Concentration Caused by curved Surfaces, PhD thesis, Eindhoven University of Technology.

[5] Barron, M., 2009. Auditorium Acoustics and Architectural Design. Spon Press, London.

[6] Croome, D., 1984. Acoustic Design for Flexible Membrane Structures. Applied Acoustics 18 (1985), págs. 399-433.
[7] William J. Cavanaugh and Joseph A. Wilkes, 1999. Architectural Acoustics Principles and Practice. John Wiley & Sons, Inc., New York.

[8] Serge Ferrari, Ficha técnica de Alphalia Silent Aw.

[9] Saint – Gobain, Ficha técnica de Fabrasorb I (acoustical membrane).

[10] Beranek, L., 2004. Concert Halls and Opera Houses: Music, Acoustics, and Architecture. Springer-Verlag New York, Inc., New York.

[11] Kuttruff, H., 2017. Room Acoustics. Taylor & Francis Group, LLC., New York.

[12] Arau, H., 2021. ABC de la Acústica. Tomo III. Arau Acústica, Barcelona.

[13] Schwind, R., 1998. Room Acoustics. Charles M. Salter Associates Inc., San Francisco.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CARACTERIZAÇÃO DO AMBIENTE ACÚSTICO ATUAL DE UMA CATEDRAL ROMÂNICA PORTUGUESA – ESTUDO EXPERIMENTAL VS. MODELAÇÃO NUMÉRICA

Paulo Amado Mendes[1], Luís Godinho[1], Diogo Mateus[1], Andreia Pereira[1], Denilson Ramos[1], Anna Gaspar[1]

[1]Universidade de Coimbra, ISISE, ARISE, Departamento de Engenharia Civil
{pamendes@dec.uc.pt, lgodinho@dec.uc.pt, diogo@ dec.uc.pt, apereira@dec.uc.pt, dtramos@student.dec.uc.pt, uc2016202135@student.uc.pt}

Resumo

Em Portugal, a caracterização acústica de igrejas históricas tem sido relativamente pouco explorada. Em alguns casos, existem modificações documentadas realizadas ao longo dos séculos que alteraram significativamente o ambiente acústico original dos espaços religiosos. É, assim, muito interessante analisar as consequências destas modificações no património acústico que podem ser hoje "experimentadas".

No presente estudo, analisa-se a Sé Velha de Coimbra, igreja românica do século XII que sofreu modificações em diferentes épocas, no seu estado atual. Assim sendo, foi construído um modelo numérico 3D, estudadas as propriedades acústicas dos materiais ainda presentes e avaliados numericamente os principais parâmetros de qualidade acústica. Foi realizada uma campanha experimental *in situ* e os dados obtidos foram utilizados na calibração do modelo numérico. Os principais resultados deste estudo acústico experimental e numérico são aqui apresentados.

Palavras-chave: acústica de recintos históricos, modelação numérica 3D, campanha experimental *in situ*.

Abstract

In Portugal, the acoustic characterization of historic churches has been relatively unexplored. In some cases, there are documented modifications performed along the centuries that significantly have changed the original acoustic environment of the religious spaces. It is thus very interesting to analyze the consequences of those modifications on the acoustic heritage that can be nowadays "experienced".

In the present study, the Old Cathedral of Coimbra, a Romanic Church from the XIIth century that has been modified on different periods, is analyzed in its present condition. Therefore, a 3D numerical model has been built, the acoustic properties of the still-present materials have been studied and the main acoustic quality parameters have been numerically evaluated. An experimental in situ campaign has been carried out and the obtained data has been used in the calibration of the numerical model. The main results of this experimental and numerical acoustic study are herein presented.

Keywords: acoustics of historical places, 3D numerical modelling, *in situ* experimental survey.

Tema 2

Acústica Ambiental

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

RUIDO EN PLAZAS PÚBLICAS

Sergio Beristain[1]

[1]E.S.I.M.E., IPN, IMA
{sberista@gmail.com}

Resumen
Son sitios que se consideran como espacios tranquilos, establecidos en un pueblo o ciudad, para el esparcimiento y relajamiento de los habitantes de dicha Ciudad, pero se han ido convirtiendo en algo diferente. En diversos países se ha observado que múltiples plazas públicas, se han convertido en receptáculos de toda clase de fuentes de ruido, que suelen ser molestas para la mayoría de los presentes. Fuentes sonoras, desde la presencia de vendedores y comerciantes ambulantes, artistas improvisados y merolicos de todas clases, que al promocionar sus productos o realizar sus presentaciones, generan sonido con niveles más allá de toda norma, y por tratarse en la mayoría de los casos de negocios informales y muchas veces temporales o de gran movilidad, no hay forma de controlarlos. Además de los espectáculos públicos, ya sean libres u organizados por alguna dependencia oficial, el gobierno de la ciudad o el federal, o por empresas comerciales, que para conmemorar alguna fecha histórica, el haber ganado alguna elección, o para celebrar inauguraciones u otros eventos, emplean megafonía. Si bien estos eventos no son cotidianos, y que muchas veces el público es diferente, la comunidad es siempre la misma.

Palavras-chave: plazas, públicas, tranquilidad, ruido.

Abstract
Public squares are stablished as quiet spaces for enjoying and relaxing of people in their spare times, however some of them have been converted in something extremely different. It is noticed in many public squares in several countries, that they are often used for diverse activities that drastically increase the noise levels, causing stress and annoyance to the relaxing people. Sound sources such as moving vendors, improvised artists and speakers and singers, some with audio amplification, generating sound at levels beyond any standard, and because these are mobile events and often times informal business, they are almost impossible to control. Besides that, there are public shows organized by a local or federal authority, a large company or a political party, in order to celebrate a historical date, or the winning of an election using large mega phonic systems. Although these events do not occur every day, and often times the public is different, the community is always the same.

Keywords: squares, public, relaxing, noise.

PACS no. 43.10.Ln, 43.20.-f, 43.50.-x

1 Introdución

Plazas públicas, parques y jardines. Sitios que se consideran como espacios tranquilos para el esparcimiento y relajamiento de los habitantes de la Ciudad o de la zona en la que se ubican, pero que

con el tiempo se han ido convirtiendo en algo muy diferente. En la actualidad, muchas plazas, parques y jardines públicos, se han convertido en espacios para la realización de todo tipo de eventos y celebraciones, con la consecuente generación de altos niveles sonoros, así como de otros contaminates y riesgos para los presentes, y la comunidad donde se encuentren. Se han observado desde vendedores ambulantes, artistas de tipo musical o dramático totalmente improvisados y merolicos de todas clases, muchos de los cuales al promocionar sus productos o presentar sus espectáculos, generan sonido a niveles más allá de toda norma, aplicable a empresas o instituciones establecidas y delimitadas por sus propiedades. Estos eventos mega-amplificados frecuentemente ocurren en horarios vespertinos y nocturnos afectando a toda la comunidad circundante, la cual puede estar formada por espacios habitacionales y/o de oficinas, u otras áreas sensibles, con personas con todo tipo de condiciones de salud y de trabajo particulares. Si bien estos eventos no ocurren todos los días, y también es evidente que salvo una parte del público es el mismo por pertenecer a la propia comunidad, y que en ocasiones agradece que le lleven espectáculos gratuitos a su vecindario, lo cierto es que no puede disfrutar todos los eventos, muchas veces el público es totalmente diferente, pero todos están sometidos a los diversos tipos de contaminación ahí generada.

1.1 Presentación del problema

En muchos países es cada vez más frecuente que los espacios abiertos y amplios, ubicados en medio de espacios habitados o sumamente concurridos, como plazas públicas centrales, en frente de estaciones de trasporte, museos, escuelas, o centros comerciales establecidos, parques, etc., las autoridades locales suelen autorizar permisos temporales para la celebración de eventos especiales, como Navidad, algún aniversario de caracter nacional y otros casos de menor o mayor duración, incluso eventos culturales, políticos o de entretenimiento, y otros puramente comerciales, en donde se instalan comercios semifijos por periodos de un día a unas tres o cuatro semanas, en donde la gente puede comer, beber y divertirse, consumiendo todo tipo de platillos típicos o de temporada, así como adquirir tada clase de artesanías referentes a la conmemoración. Con todo ello se generan problemas de ruido, cables eléctricos, fuego, basura, etc.
También se observa con frecuencia en varios de dichos lugares cómo se efectúan eventos improvisados o irregulares no autorizados, que con el tiempo se vuelven periódicos, como cada sábado o domingo, e incluso diario, con venta de todo tipo de productos o breves espectáculos musicales o dramáticos improvisados que se ejecutan a cambio de unas monedas de los paseantes.
En muchos de estos eventos, autorizados o no, se han detectado niveles sonoros que van desde 70 – 80 dB, hasta cercanos a 120 dB, con lo que la alegría puede estar acompañada de trastornos de audición o psicológicos, ademas de molestias en general para parte de la gente ahí presente. O sea que, lo que en algún momento se consideró útil como un servicio adicional a la población, se ha ido convirtiendo en fuentes de ruido y grandes cantidades de desechos.
A continuación se presentan algunas mediciones de ruido con comentarios, relacionadas con un par de plazas públicas con diferentes características físicas y ambientales, y durante la realización de diferentes actividades y diversas afluencias presentes, además de algunas recomendaciones generales para mitigar el problema.

2 Desarrollo

Se visitaron varias plazas y espacios abiertos para la realización de este proyecto, de las cuales se seleccionaron dos para ilustrar el problema que se presenta, en ámbas se realizaron mediciones de

nivel de presión sonora en decibeles A y por bandas de octava, con la ayuda de un sonómetro Clase 1 que incluye filtros de octava, por lo que las lecturas que se presentan, no son simultáneas. Para las amplitudes en dB (A), se eligieron cinco puntos distribuidos en la zona de audiencia para las tres condiciones con eventos, mientras que para los casos con poca gente, se midió en puntos elegidos al azar en la plaza seleccionada. Para las lecturas por octavas, los puntos de medición fueron los mismos, pero en momentos ligeramente diferentes.
En ambos casos se consideraron cuatro condiciones particulares; la primera es con la plaza con poca gente paseando o descanzando libremente en el espacio; la segunda fue con un solo músico interpretando con su instrumento y/o voz melodias de su elección; la tercera consistió de un grupo de actores ejecutando libremente una obra o tratando de involucrar al publico; en la última, se empleó un escenario a nivel o levantado a un metro, incluyendo música y dialogos apoyados con equipo de megafonía. Las lecturas de ruido se efectuaron a no menos de 10 – 15 metros de los ejecutantes o el escenario.

2.1 Plaza 1

La Plaza 1 es un lugar abierto de más de doscientos metros por lado, sin obstáculos intermedios, en donde los eventos con megafonía se suelen realizar con un esenario elevado, ya sea en el centro del espacio o en una de las esquinas del lugar. El público se ubica de pie en frente o alrededor del escenario, desde unos tres metros del escenario hasta el final de la Plaza.
Las lecturas de niveles sonoros se efectuaron a más de quince metros del escenario, en la zona de audiencia, un punto se eligió en el límite de la plaza para estimar los efectos en el vecindario.
Al final de algunos eventos se obseró una gran cantidad de basura que sobrepasaba la cpacidad de los depósitos instalados.
La Tabla 1 muestra para cada condición evaluada, lecturas de Nivel de Presión Sonora en decibeles A, así como el nivel equivalesnte de las mismas mediciones, mientras que en la Tabla 2 se muestra el análisis de frecuencia por bandas de octava en decibeles, en un punto de los seleccionados para la Tabla 1.

Tabela 1 – Plaza 1, Niveles en dB (A).

Condición	1	2	3	4	5	Leq
Poca gente	42	60	54	48	57	55.6
Músico	74	68	83	62	81	78.5
Actores	78	59	74	73	76	74.7
Megafonlía	95	88	105	97	86	99.1

Tabela 2 – Plaza 1, Niveles en dB por octava.

Condición	125	250	500	1k	2k	4k
Poca gente	61	47	45	48	50	52
Músico	70	74	78	71	72	74
Actores	65	67	69	70	75	70
Megafonlía	95	94	91	92	94	87

2.2 Plaza 2

La Plaza 2 es un espacio rectangular de menos de cien metros por lado y con abundantes bancas y unos pocos árboles distribuidos al azar en medio del espacio. El público está de pie, y un veinte por ciento o menos de la audiencia ocupa las bancas disponibles, las cuales no están distribuidas como para un auditorio. El público se ubica desde unos dos metros hasta donde aun se escuche el evento, sea o no amplificado. Las lecturas de nivel sonoro se efectuaron a por lo menos diez metros del escenario.
La Tabla 3 muestra para cada condición evaluada, lecturas de Nivel de Presión Sonora en decibeles A, así como el nivel equivalesnte de las mismas mediciones, mientras que en la Tabla 4 se muestra el análisis de frecuencia por bandas de octava en decibeles, en un punto de los seleccionados para la Tabla 3.

Tabela 3 – Plaza 2, Niveles en dB (A).

Condición	1	2	3	4	5	Leq
Poca gente	52	65	55	68	64	63.9
Músico	76	72	79	71	74	73.1
Actores	80	81	68	69	73	77.2
Megafonlía	81	87	90	95	96	92.4

Tabela 4 – Plaza 2, Niveles en dB por octava.

Condición	125	250	500	1k	2k	4k
Poca gente	57	54	59	62	68	59
Músico	74	72	68	77	64	68
Actores	79	82	76	74	67	67
Megafonlía	92	94	97	89	92	86

Evidentemente hay que realizar mediciones más exhaustivas, detallando eventos específicos, con condiciones bien definidas, así como la frecuencia de ocurrencia de eventos similares en amplitudes y concurrencias, para que sirvan de base para elaborar recomendaciones, limitaciones y sanciones, en su caso, para la protección adecuada de la población
En ninguno de los dos casos analizados se observó el empleo de fuegos artificiales, pero se sabe que en ocasiones, especialmente en celebraciones políticas o religiosas, se acostumbra incluirlos. En uno de los casos con el empleo de megafonía se observó que las lineas eléctricas estaban operando al limite de su capacidad, lo que constituye también un riesgo adicional.
Se recomienda la elaboración de reglamentación específica que considere todos los contaminantes mencionados.

3 Conclusiones

Es conveniente y práctico utilizar los espacios disponibles para el desarrollo cultural y recreativo de los habitantes de una ciudad, además de proporcionar algunas actividades gratuitas de esa índole para los turistas, pero también es imperativo no someterlos a riesgos de salud o inseguridad en forma innecesaria y descontrolada, de ahí que deben regularse y vigilarse este tipo de actividades, considerando la posibilidad de personas enfermas u otras condiciones particulares que habiten en donde se permitan eventos muy ruidosos o con altas concentraciones de gente, incluyendo avisos de

riesgos tanto para los vecinos, los asistentes y los ejecutantes, además del personal que supervise dichos eventos.
La reglamentación o legislación que se elabore para los eventos descritos deberá considerar no solo el ruido, sino los otrros riesgos ocasionales que se pueden presentar, para el manejo de desperdicios, el empleo de fuegos artificiales en su caso, manejo de electricidad, y la libertad y seguridad de movilidad de la audiencia, etc.

Referências

[1] Beristain, S. (2001). Truido en la Ciudad de México. *Trabajo de ingreso a la Academia de Ingeniería*, Vol. (único), 25 páginas.

[2] Burns,W. (1973). Noise and Man. John Murray. 300 páginas.

[3] Norma Oficial Mexicana Número: NOM-081-ECOL-1994. Evaluación de Ruido Producido por Fuentes Fijas. 1994.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

INFLUENCIA DE LA RESOLUCIÓN DEL TERRENO EN SIMULACIONES ACÚSTICAS CON PANTALLAS DE RUIDO

Miguel Ausejo[1], Rubén García[1], Débora Vas[1], Ruth M. Rojas[1], Laura Simón[1]

[1]Eurocontrol (Grupo APAVE), Madrid, Spain.
{mausejo@eurocontrol.es}

Resumen

En el presente artículo se analiza una comparativa de resultados de los niveles de ruido obtenidos considerando para la creación del Modelo Digital de Terreno (MDT) únicamente la cartografía LIDAR de 2ª cobertura y considerando para el MDT tanto la cartografía LIDAR de 2ª cobertura como la cartografía de detalle a escala 1:500.

Se realiza esta comparación en el marco de proyectos constructivos de pantallas acústicas en infraestructuras viarias para diferentes orografías de terreno: sin grandes accidentes geográficos, con viaductos, túneles, caballones y cauces de riachuelos.

Se analiza cómo influye la resolución del MDT en los resultados de receptores acústicos utilizando el método CNOSSOS-EU. Se han obtenido resultados en cerca de 1.000 pares de datos para diferentes modelos de MDT, orografías, distancias y tipologías de carreteras con distintos tipos de tráfico.

Palabras clave: MDT, simulación acústica, pantalla acústica, CNOSSOS-EU.

Abstract

This article analyses a comparison of the results of the noise levels obtained considering for the creation of the Digital Terrain Model (DTM) only the 2nd coverage LIDAR cartography and considering for the DTM both the 2nd coverage LIDAR cartography and the detail at 1:500 scale.

This comparison is carried out within the framework of construction projects for noise barriers in road infrastructure for different terrain: without large geographical features, with viaducts, tunnels, ridges and stream beds.

How the DTM resolution influences the results of acoustic receivers is analysed using CNOSSOS-EU method. Results have been obtained on nearly 1,000 pairs of data for different DTM models, orography, distances and road typologies with different types of traffic.

Keywords: DTM, acoustic simulation, noise barrier, CNOSSOS-EU.

PACS nº. 43.50.Rq, 43.50.Vt

1 Introducción

La topografía de la zona de estudio resulta un factor fundamental para la propagación del sonido. Es por ello, por lo que resulta fundamental realizar un esfuerzo en definir correctamente la topografía de la zona de estudio. No obstante, un exceso en la definición de la topografía del terreno puede conllevar un incremento considerable del tiempo de cálculo sin que ello suponga un aumento sustancial de la precisión de los resultados. No es objeto del presente artículo optimizar dichos tiempos de cálculo ni determinar la bondad del software de simulación, como en otros trabajos [1, 2].

Tal y como se recoge en la Guía Básica de recomendaciones para la aplicación del método CNOSSOS-EU [3], uno de los recursos cartográficos útiles a la hora de definir correctamente la topografía de una zona es el Modelo Digital del Terreno (MDT) con un paso de malla de 2 m obtenido por interpolación a partir de la clase terreno del vuelo LIDAR de segunda cobertura del Plan Nacional de Ortofotografía Aérea (PNOA). Se trata de un archivo de tipo ráster (ASCII) que contiene información de elevación del terreno desnudo.

No obstante, a la hora de redactar los proyectos constructivos de pantallas acústicas en infraestructuras viarias, se lleva a cabo un levantamiento topográfico de detalle (escala 1:500) en la zona en la que se va a implementar la pantalla.

El objetivo de este artículo es analizar la eficacia que tiene el considerar dicho levantamiento topográfico de detalle en la simulación acústica y si con ello se obtienen resultados más precisos o, por el contrario, la precisión de los resultados no aumenta de manera relevante.

2 Metodología

2.1 Generación del modelo 3D a partir del MDT02

En primer lugar, se han extraído las curvas de nivel del MDT02 disponible para descarga en el Centro Nacional de Información Geográfica (CNIG).

Como se comentaba anteriormente, se trata de un Modelo Digital del Terreno con un paso de malla de 2 m, es decir, cuenta con información sobre la elevación del terreno cada 2 m, lo cual es un nivel de definición muy elevado.

A partir de dicho MDT y mediante el uso de herramientas GIS, se han extraído las curvas de nivel con un paso entre curvas de 1 m, tal y como se puede observar en la siguiente imagen:

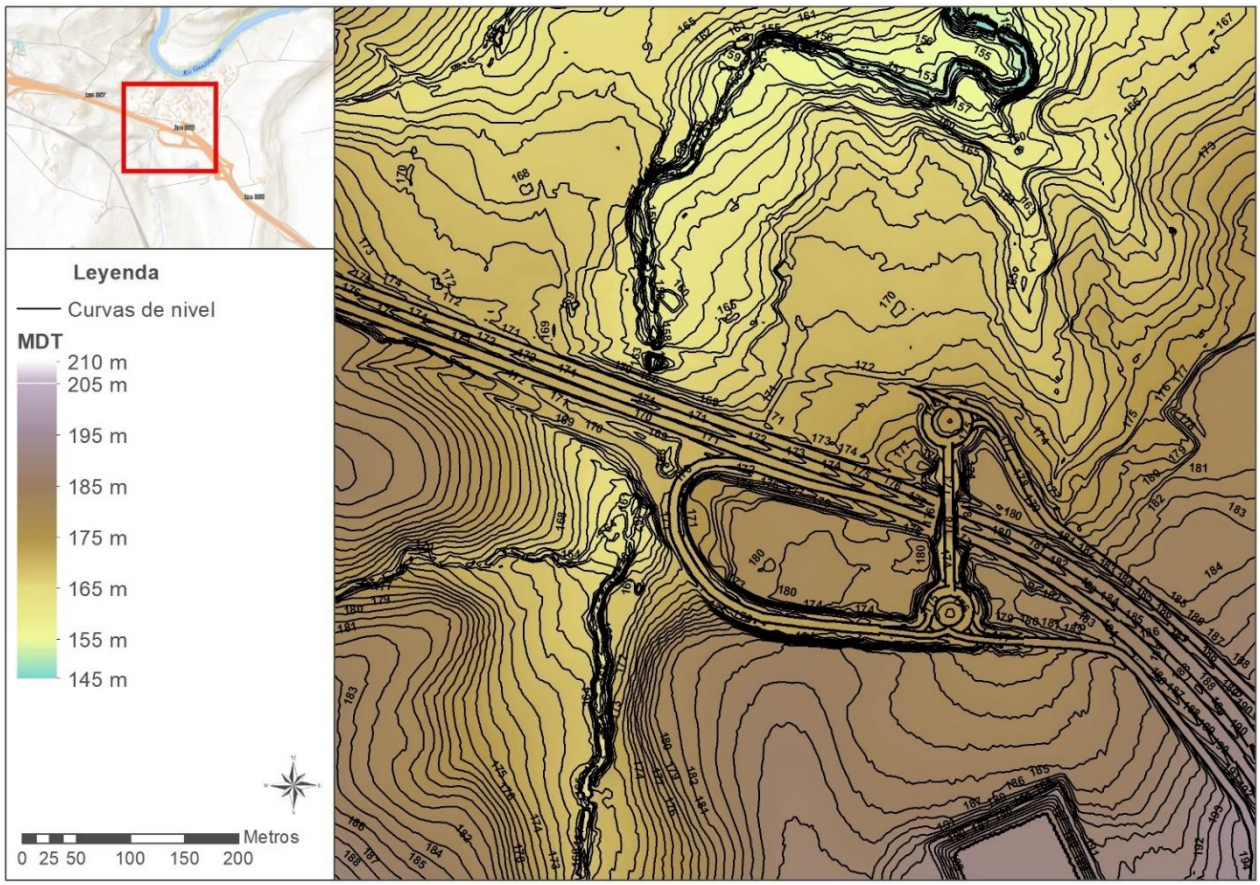


Figura 1 - Curvas de nivel obtenidas a partir de los datos del vuelo LIDAR de 2ª cobertura

Estas curvas de nivel se han introducido en el software de simulación acústica CadnaA, junto con el resto de los elementos del modelo (ejes viarios, edificios, absorción del terreno, etc.) y se han obtenido resultados en todas las edificaciones existentes en el área de estudio y para los 3 periodos de evaluación (día, tarde y noche).

2.2 Obtención de la cartografía de detalle (1:500) de la zona de ubicación de las pantallas

Por otro lado, como parte del proyecto constructivo, se establecía realizar un levantamiento topográfico de detalle en una franja de 25 m en ambos márgenes de la pantalla (50 m en total). Longitudinalmente, el levantamiento comienza 25 m antes del inicio de la pantalla y termina 25 m después del final de la misma.

Se ha realizado un levantamiento con topografía clásica a una escala 1:500 y con una equidistancia entre curvas de 20 cm / 50 cm.

La precisión topográfica requerida para estos trabajos ha sido de 2 cm en XY y de 4 cm en Z, por lo que se ha empleado instrumental GPS conectado a la Red CNSS Oficial tanto para el levantamiento topográfico de detalle como para la implantación de la RBR.

Se ha optado por una solución GPS en tiempo real usando las correcciones diferenciales de la Red Andaluza de Posicionamiento. Dentro de los diferentes tipos de correcciones diferenciales que aportaba la REP, se ha usado una solución en red tipo iMAX.

Además, en zonas con densa arboleda se ha usado ET por la imposibilidad de usar el GPS.

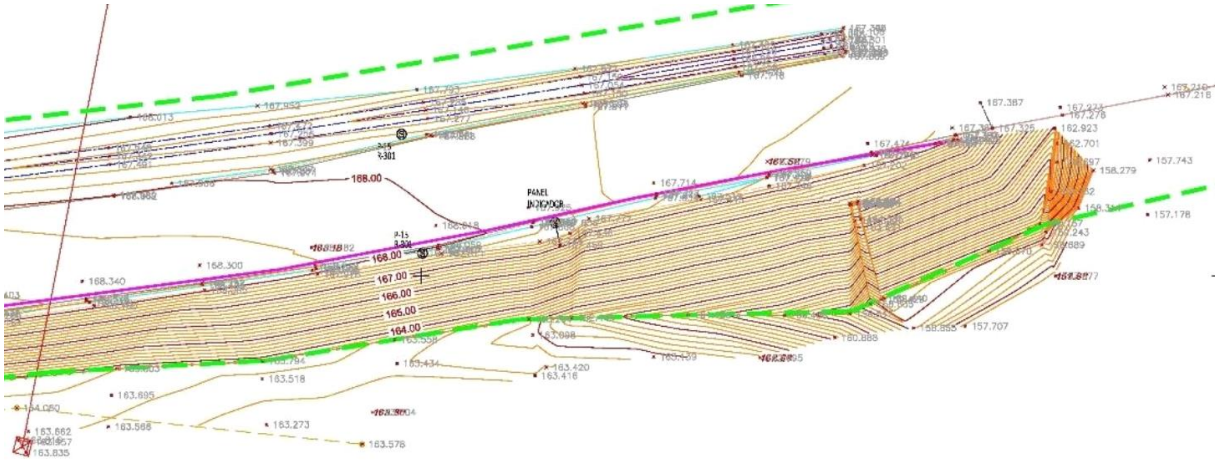


Figura 2 - Curvas de nivel obtenidas del levantamiento topográfico de detalle (cada 20 cm).

2.3 Integración de curvas de nivel LIDAR + topografía de detalle

Una vez extraídas las curvas de nivel del vuelo LIDAR (curvas cada 1 m) y las curvas de nivel del levantamiento topográfico de detalle (curvas de nivel cada 0,20 m / 0,50 m), se han integrado ambas en un único MDT.

Para ello, se ha partido de las curvas de nivel con precisión de 1 m extraídas del vuelo LIDAR y se han eliminado las correspondientes a la zona de la que se dispone de cartografía de detalle:

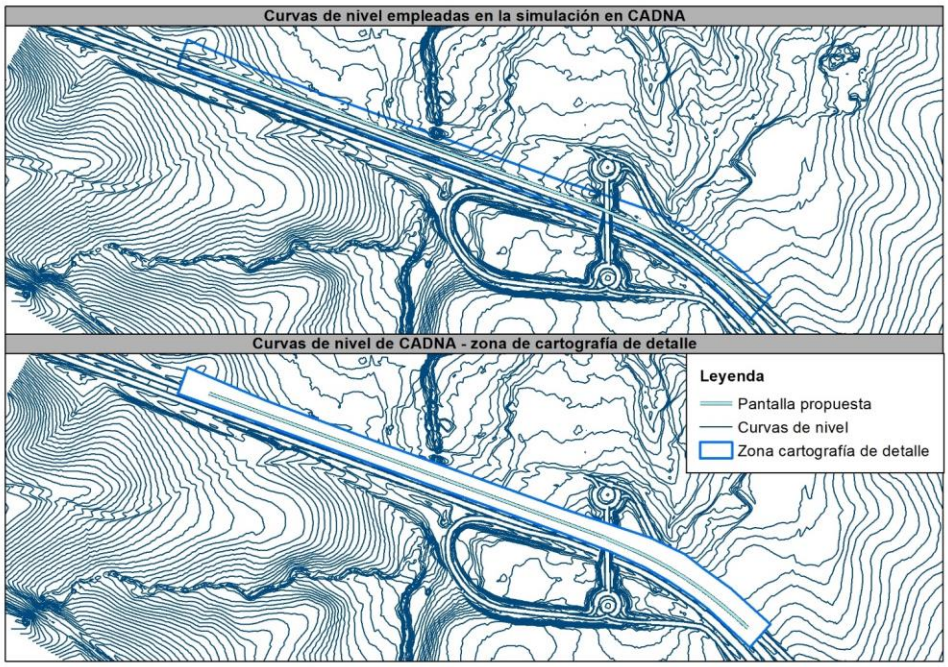


Figura 3 - Extracción de las curvas de nivel obtenidas del vuelo LIDAR de la zona de la que se ha obtenido la cartografía de detalle.

A continuación, se han extraído las curvas de nivel obtenidas de la cartografía de detalle, con un intervalo entre curvas de 50 cm. Una vez extraídas dichas curvas de nivel, se ha ido revisando curva a curva el encuentro entre estas y las obtenidas del vuelo LIDAR con el fin de que las uniones entre curvas LIDAR y curvas del taquimétrico fuera perfecta y así evitar artefactos extraños en dicha unión:

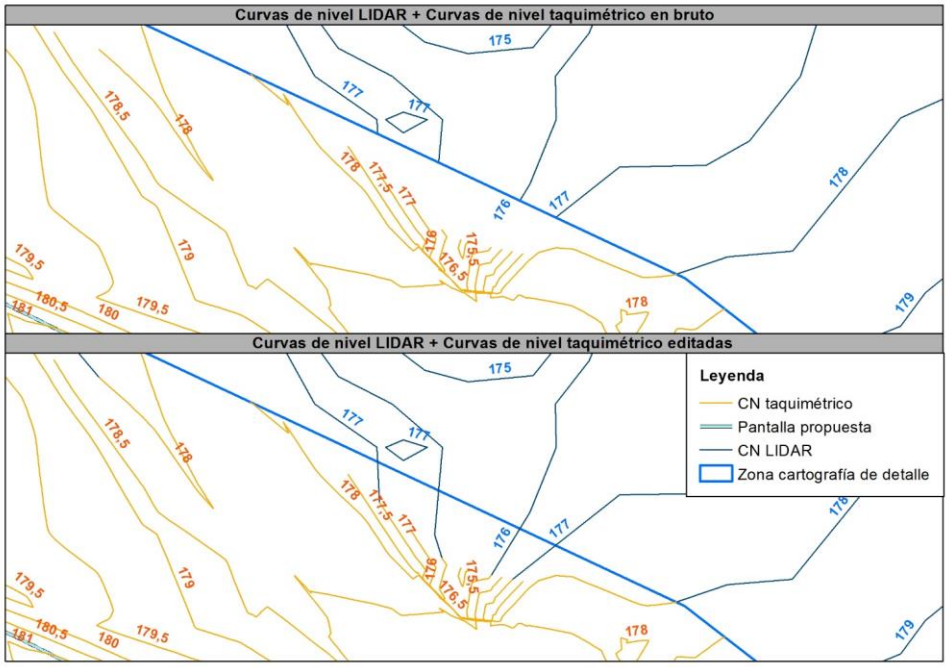


Figura 4 - Edición de curvas de nivel para verificar que la unión entre la cartografía 1:500 y las curvas de nivel obtenidas del vuelo LIDAR es correcta

Una vez verificado el MDT en 2D con un software GIS [4], dicho MDT se ha implementado en el software de simulación acústica CadnaA verificando su ajuste en 3D.

En las siguientes imágenes se puede observar una comparativa entre el MDT en 3D obtenido únicamente mediante la información del vuelo LIDAR y el obtenido de la información del vuelo LIDAR + cartografía de detalle 1:500:

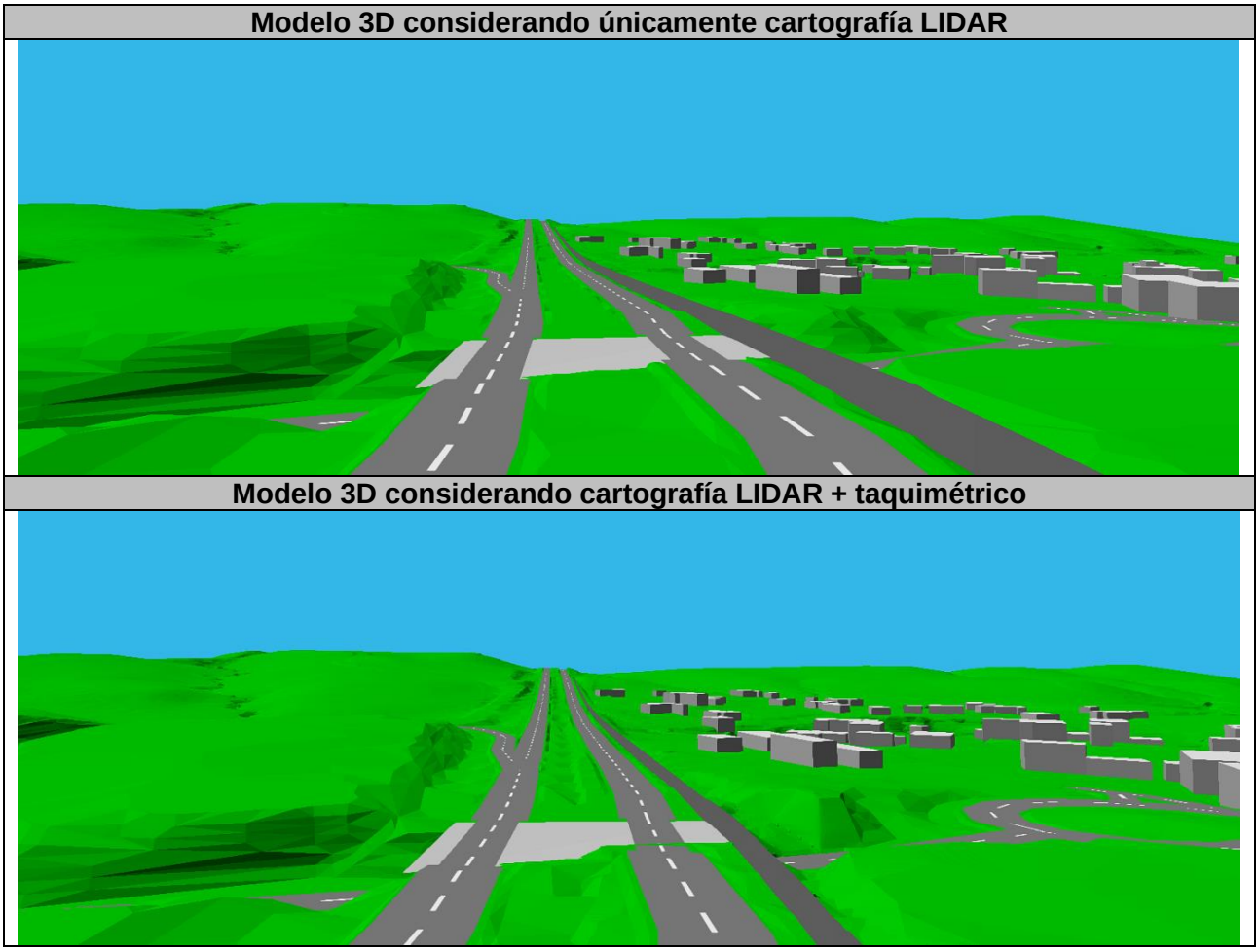


Figura 5 - Comparativa de modelo 3D. LIDAR vs LIDAR + taquimétrico

Una vez unificadas las curvas de nivel, se ha vuelto a realizar la simulación obteniendo resultados en cada uno de los receptores sensibles existentes en la zona de estudio.

3 Resultados

Tal y como se ha mencionado en el apartado de metodología, se han generado 2 modelos para cada zona de actuación, habiéndose analizado un total de 2 zonas de estudio con 522 edificios:

1. Considerando para la obtención de las curvas de nivel únicamente la cartografía procedente del vuelo LIDAR de 2ª cobertura.

2. Considerando además de la cartografía obtenida del vuelo LIDAR de 2ª cobertura, un levantamiento topográfico de detalle (escala 1:500).

Se han simulado ambos modelos para cada zona de actuación y se han analizado las diferencias obtenidas para todos los periodos de evaluación (día, tarde y noche) y en todos los receptores sensibles existentes en las zonas de estudio.

El total de receptores existentes en las 2 zonas objeto de estudio ha sido de 522 edificios, en los que se ha evaluado el nivel de presión sonora previsto en los 3 periodos de evaluación (día, tarde y noche), analizando, por tanto, un total de 1.566 pares de datos.

En las siguientes imágenes se puede observar tanto la desviación máxima, como la media y la desviación estándar para cada periodo de evaluación:

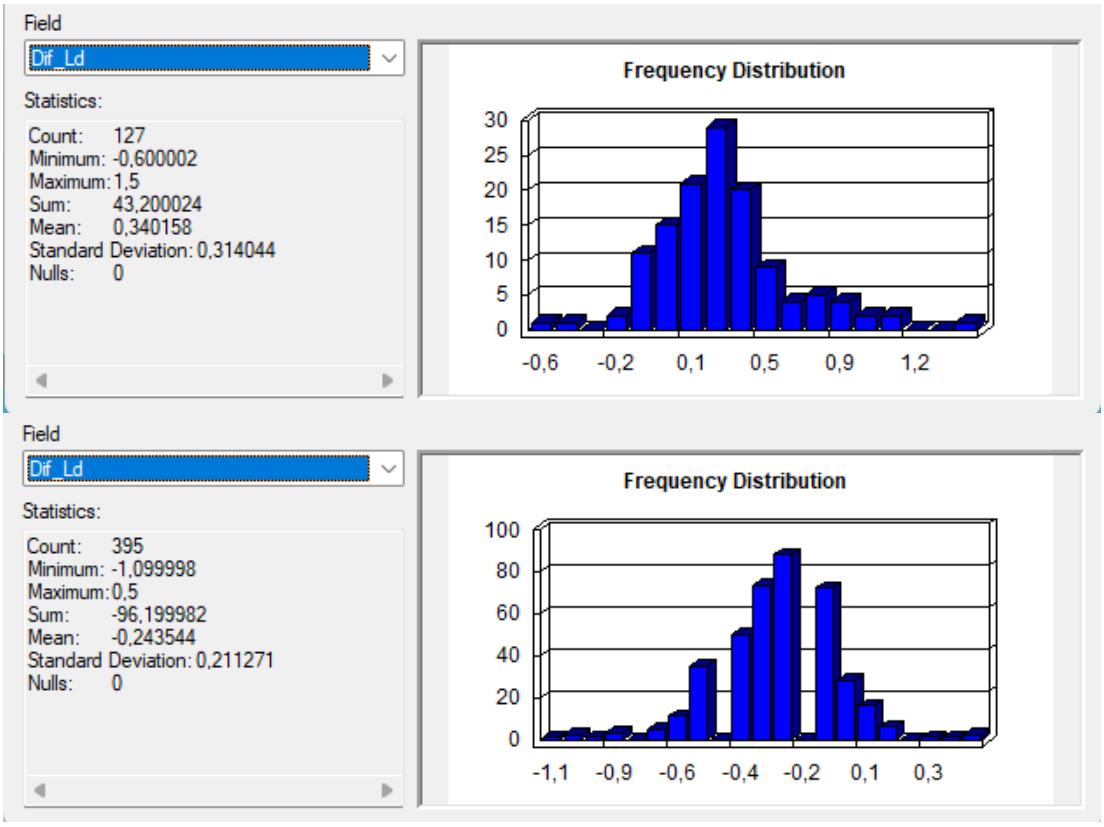


Figura 6 - Análisis de diferencias en periodo diurno.

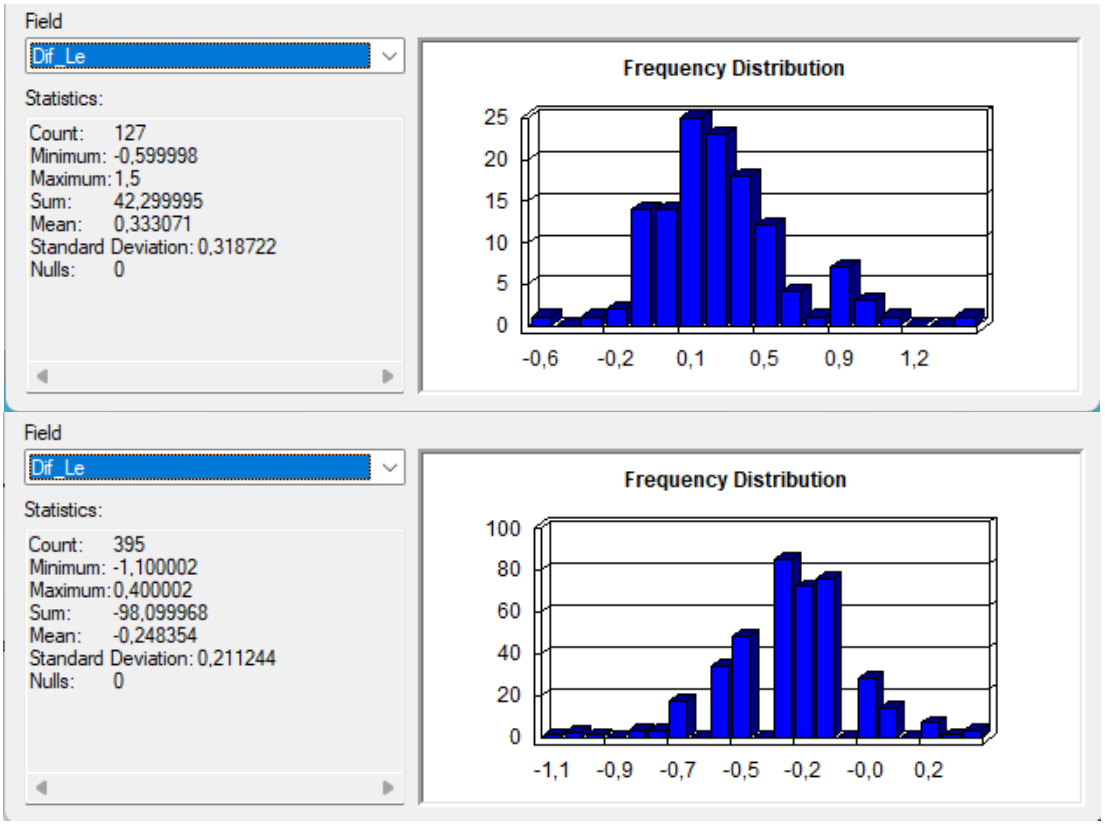


Figura 7 - Análisis de diferencias en periodo vespertino.

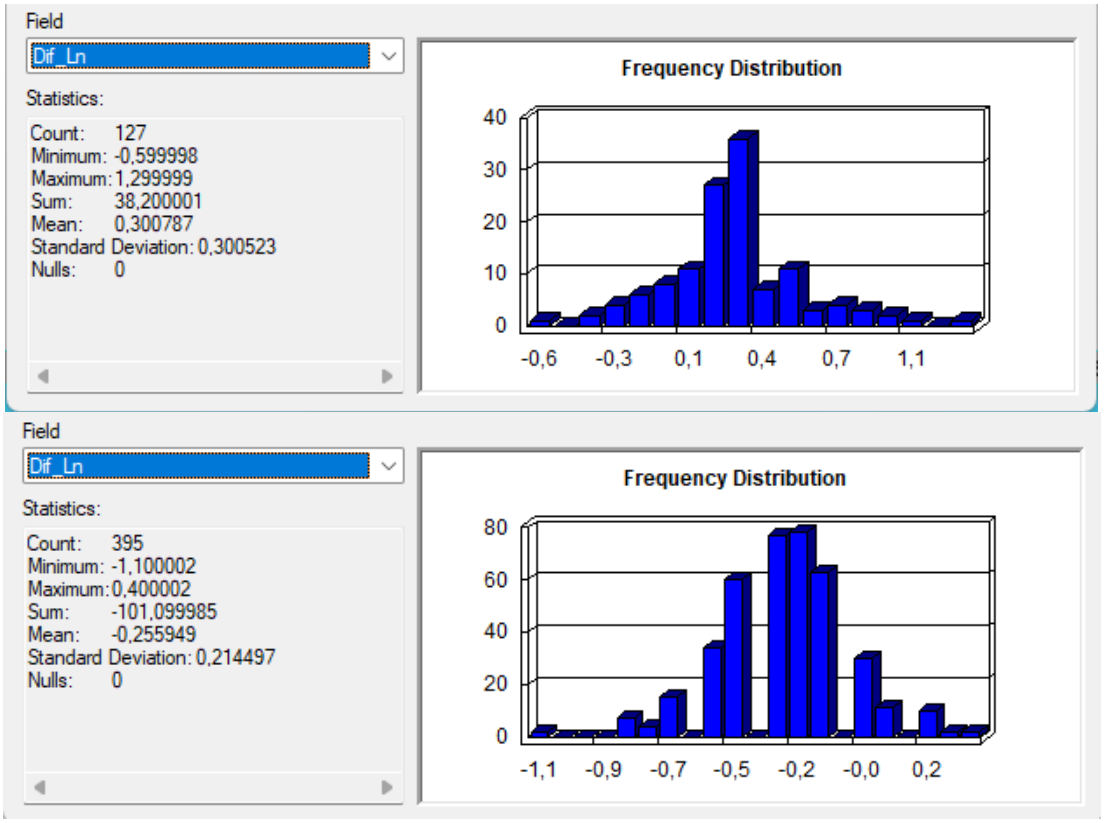


Figura 8 - Análisis de diferencias en periodo nocturno.

Como se puede observar, la desviación máxima para los periodos diurno y vespertino es de 1,5 dB(A), mientras que, para el periodo nocturno, no alcanza los 1,3 dB(A) de desviación.

Por otro lado, si se analiza la diferencia promedio, se puede observar como en el periodo diurno está entre 0,24 y 0,34 dB(A), en el periodo vespertino entre 0,25 y 0,33 dB(A) y en el periodo nocturno entre 0,26 y 0,30 dB(A).

Por otro lado, y como dato más relevante, si se analiza la desviación estándar se puede observar que en todos los escenarios y para las dos zonas de actuación analizadas es inferior a 0,3 dB(A), lo cual implica que la variación entre uno y otro modelo es muy pequeña.

4 Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos de este análisis, se considera que los modelos acústicos analizados en el presente artículo y que toman como base la cartografía LIDAR, son absolutamente válidos al presentar una desviación estándar de 0,3 dB(A) con respecto al modelo que considera tanto la cartografía LIDAR como el taquimétrico.

Por tanto, se puede concluir que, el esfuerzo necesario para llevar a cabo un levantamiento topográfico de detalle y su correspondiente implementación en el modelo de cálculo no supone una mejora en la calidad de los resultados y sí un incremento sustancial del tiempo (tanto de trabajo como de cálculo) y costes necesarios para llevar a cabo el estudio.

Esta afirmación es válida siempre que se parta de un vuelo LIDAR de 2ª cobertura actualizado y que en la zona objeto de estudio no se hayan llevado a cabo actuaciones que modifiquen sustancialmente la orografía.

El presente estudio tiene una serie de limitaciones y no aborda todas las variables posibles, planteando una metodología sencilla y con mucha capacidad de incluir nuevas variables. Sin embargo, puede ser útil para establecer un orden de prioridad a la hora de hacer esfuerzos en la recolección de ciertos datos para alimentar el modelo de simulación con las variables de entrada. Este estudio es complementario a otros en los que se ha evaluado la influencia de la calidad de los datos (análisis de sensibilidad) para el método CNOSSOS-EU [5-7].

Referencias

[1]. A. Tévar, M. Ausejo, L. Simón Otegui, and R. G. Morales, "*Benchmark tests to decide the best technology to be applied in large strategic Noise mapping*", INTERNOISE 2019, Madrid.

[2] Soto Molina, I.; Simón Otegui, L.; Ausejo Prieto, M.; Arce Ruiz, R.M.; "*Análisis comparativo de softwares de simulación de ruido ambiental: comparación entre una solución comercial y una de código abierto".* Tecniacústica 2023, Cuenca, España.

[3] MITERD-CEDEX. *Guía básica de recomendaciones para la aplicación de los métodos comunes de evaluación del ruido en Europa (CNOSSOS-EU). Recomendaciones para su aplicación a la evaluación del ruido de fuentes industriales, carreteras, ferrocarriles y aglomeraciones.* 2022.

[4] Compatibilidad de LIDAR en ArcGIS. Visualización online:
https://desktop.arcgis.com/es/arcmap/latest/manage-data/las-dataset/using-lidar-in-arcgis.htm

[5] Enda Murphy, Jon-Paul Faulkner, Henry J. Rice and John Kennedy. *Transitioning to Strategic Noise Mapping under CNOSSOS-EU (Noise-Adapt).* Environmental Protection Agency. Government of Ireland. 2017.

[6] I. Soto Molina, F. Segués Echezarreta, and R. Arce Ruiz, "*Análisis de sensibilidad en el cálculo de población expuesta en los mapas estratégicos de ruido de la cuarta fase, en función de los métodos propuestos por la directiva delegada (UE) 2021/1226 para la distribución de población en receptores*", Madrid (España): CONAMA 2022.

[7] Ausejo, M.; Simón, L.; García, R.; Sánchez, D. *"Estudio de sensibilidad de los datos de distribución de categorías de tráfico en el método CNOSSOS-EU".* Tecniacústica 2022, Elche, España.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

DESENVOLVIMENTO DE UMA APLICAÇÃO EM LABVIEW PARA DETERMINAÇÃO DE COEFICIENTES DE ABSORÇÃO DE PAVIMENTOS RODOVIÁRIOS – NP ISO13472-2:2022.

Mário Mateus[1], José Barbosa[1], Manuel Gameiro da Silva[2]

[1] Univ Coimbra, ADAI, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Luís Reis Santos, Pólo II, 3030-788 Coimbra, Portugal.
{mario.mateus@dem.uc.pt, jose.barbosa@adai.pt}

[2] Univ Coimbra, ADAI, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Luís Reis Santos, Pólo II, 3030-788 Coimbra, Portugal.
{manuel.gameiro@dem.uc.pt}

Resumo

Os ensaios de nível de ruído exterior de veículos (pass-by) e os ensaios de veículos de transporte rodoviário silenciosos, com baixa audibilidade, definidos respetivamente pelos regulamentos nº 51 e nº 138 da UNECE, requerem a utilização de uma pista de ensaios, caraterizada de acordo com a norma ISO10884. Para além de considerar outros parâmetros, esta norma requer que a determinação dos coeficientes de absorção do pavimento seja realizada por meio de um método de ensaio não destrutivo. O procedimento de medição e análise deste ensaio é descrito na norma NPISO13472-2:2022. É sugerida a utilização de um tubo de impedância de aço com um comprimento de 480mm e diâmetro 100mm, onde são instalados dois microfones de ¼“. O presente artigo aborda a implementação de uma metodologia para a realização deste tipo de ensaios. Na montagem experimental foi utilizada uma placa de aquisição NI 9233. A aquisição de dados, num intervalo de frequências de 250Hz a 1600HZ, e o processamento de sinal são efetuados por uma aplicação informática desenvolvida em LabView. Os coeficientes de absorção sonora são obtidos por cálculo a partir dos fatores de reflexão, que se obtêm pela função de transferência complexa, conforme o método descrito na norma ISO10534-2.

Palavras-chave: medição ISO13472, coeficientes de absorção de pavimentos, ruído pass-by.

Abstract

Vehicle external noise level tests (pass-by) and tests of silent road transport vehicles with low audibility, defined respectively by UNECE regulations no. 51 and no. 138, require a test track characterized following ISO10884. In addition to considering other parameters, this standard requires that the pavement absorption coefficient be determined using a non-destructive testing method. NPISO13472-2:2022 standard describes the measurement and analysis procedure for this test. It suggests using a steel impedance tube with a length of 480mm and a diameter of 100mm, with two ¼“microphones installed on it. This paper deals with the implementation of a methodology to perform this type of tests. In the developed setup, a NI 9233 acquisition board was used. A computer application developed in LabView ensures data acquisition in a frequency range from 250Hz to 1600HZ and signal processing. The sound absorption coefficients are calculated from the reflection factors obtained by the complex transfer function, according to the method described in the ISO10534-2 standard.

Keywords: ISO13472 measurements, pavements absorption coefficient, pass-by noise.

PACS no. 43.55.Ev, 43.60.-c

1 Introdução

As preocupações com o ambiente sonoro em zonas urbanas têm como consequência a busca de soluções mitigadoras do seu impacto. O facto de o tráfego rodoviário ser a componente dominante no ruído ambiental em aglomerados urbanos tem levado a fortes investimentos no desenvolvimento de soluções menos ruidosas da propulsão de veículos automóveis, abrangendo também todos os seus sistemas acessórios, como a exaustão de gases e os pneumáticos. Em paralelo também têm sido implementadas politicas a nível, local, nacional, europeia e mesmo mundial, no sentido de reformular a mobilidade urbana, incentivando os cidadãos a uma maior utilização de veículos elétricos e a optarem, cada vez mais, pela utilização de meios de transporte coletivo.

Ao longo dos anos, em consequência destas diretrizes ambientais e dos respetivos regulamentos, os fabricantes têm sido obrigados a produzir veículos cada vez menos ruidosos e menos poluentes em termos de emissão de gases e de partículas nocivas para a saúde das populações e do ambiente em geral. Relativamente ao ruído, as diretivas e regulamentos têm sucessivamente imposto níveis mais baixos de emissão sonora, e também a adoção de novas metodologias de medição, de modo a acompanhar o desenvolvimento tecnológico nas áreas da instrumentação.

Atualmente os veículos, com o conjunto total de componentes assemblados e em ordem de marcha, para serem homologados e assim obterem aprovação de acordo com os regulamentos, são sujeitos a um conjunto extenso de ensaios, nomeadamente de nível sonoro.

Referir-nos-emos doravante aos veículos a motor das categorias M e N, numa perspetiva de harmonização de critérios e métodos [1], encontram-se definidas um conjunto de disposições relativas à homologação de motores de veículos com pelo menos quatro rodas, relativamente aos níveis sonoros por eles emitidos. Os ensaios são de Pass-by (com circulação em pista), de nível sonoro emitido com o veículo imobilizado e de nível sonoro emitido pelos sistemas de ar comprimido associados aos sistemas de travagem. Estes ensaios destinam-se a reproduzir os níveis gerados pelo tráfego de veículos durante a condução normal em áreas urbanas.

Por outro lado, nos veículos mais silenciosos com propulsão elétrica ou híbrida, com uma penetração crescente no parque automóvel, por questões de segurança para os peões, passou a ser necessário instalar sistemas de aviso sonoro de veículo (AVAS). Surgiu assim a necessidade de caraterizar os baixos níveis de audibilidade que estas novas tecnologias vierem revelar [2]. Para as mesmas categorias de veículos (M e N), o regulamento é aplicável aos veículos elétricos que podem circular em regime normal, em marcha atrás ou, pelo menos, com uma marcha avante, sem o funcionamento do motor de combustão interna. Estão assim incluídos os «Veículos puramente elétricos» (PEV), os «Veículos híbridos elétricos» (HEV), os «Veículos a pilha de combustível» (FCV) e os «Veículos híbridos a pilha de combustível» (FCHV).

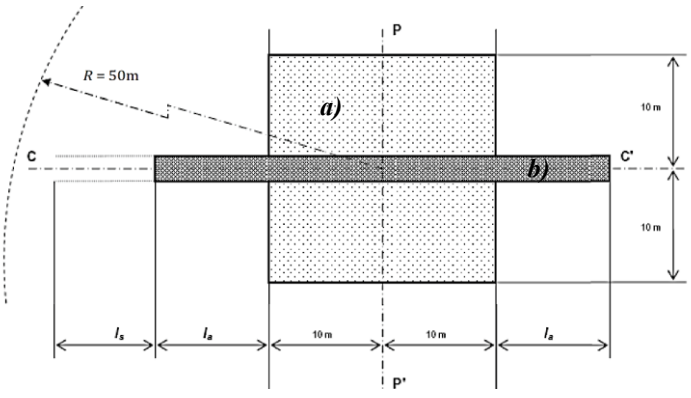


Figura 1 – Dimensões e constituição da pista de ensaios de Pass-by: *a)* área de propagação; *b)* área de condução.

Os ensaios são efetuados numa pista, que compreende duas áreas distintas: *a)* área de propagação e *b)* de condução [3]. Esta pista deve possuir determinadas caraterísticas, nomeadamente relativamente ao declive máximo admissível do terreno, às irregularidades longitudinais, às irregularidades transversais, à textura, e à absorção. Para os ensaios de nível sonoro é dada particular importância à textura e às caraterísticas de absorção da pista. Outras caraterísticas, como a impedância mecânica e a resistência à derrapagem, podem também condicionar os níveis sonoros medidos.

2 Determinação dos coeficientes de absorção sonora - Método da função de transferência

2.1 Princípio geral - Método de ensaio

A norma anteriormente utilizada para caraterizar as pistas [4] requeria a extração de carotes da sua superfície que eram posteriormente analisados pelo método da relação de ondas de pressão estacionária [5]. Este tem em conta a relação entre os valores de pressão máxima e mínima e as suas localizações relativas no interior do tubo, que naturalmente dependem das caraterísticas da impedância superficial do material colocado no tubo. O princípio do estabelecimento do campo de pressão estacionário e a sua formulação é apresentado mais adiante.
A versão mais recente da norma usada para caraterizar as pistas de ensaio [3] requer que os coeficientes de absorção acústica sejam determinados através de medições que devem seguir outra metodologia [6] sendo agora obtidos através do processamento das funções de transferência da pressão sonora [7].
A caracterização das pistas é efetuada com um conjunto de medições *in-situ* num ensaio não destrutivo. Tem por base o processamento das funções de transferência obtidas entre os sinais de dois microfones colocados transversalmente no tudo de impedância, sendo este assente no chão, perpendicularmente à superfície do pavimento. Obtêm-se assim os coeficientes de absorção acústica em bandas de terços de oitava, nas gamas de frequência entre 250Hz e 1600Hz, em condições de incidência normal.
Neste método são geradas ondas planas que se propagam desde o autofalante colocado na extremidade oposta àquela onde se irá encontrar a superfície a caraterizar. Coexistem assim dois campos de pressão no interior do tudo: um incidente, que se propaga desde o emissor (autofalante) e outro em sentido oposto e que é refletido pela superfície a caraterizar. A decomposição do campo resultante é obtida com as medições de pressão acústica efetuadas pelos dois microfones e a partir deles é obtida a função de transferência acústica complexa que permitirá obter os valores de absorção acústica, para uma incidência normal á superfície.

2.2 Dedução do campo de amplitude complexa de pressão de onda estacionária no interior do tubo

Considere-se a montagem representada na figura 2, correspondente a um tubo de ondas estacionárias, em que se gera um campo sonoro que resulta do efeito conjugado de um altifalante colocado numa das extremidades e de uma amostra do material a ensaiar colocado na extremidade oposta.

Desprezando efeitos tridimensionais e a reflexão secundária na superfície do altifalante, a amplitude da pressão do campo acústico instantâneo no interior do tubo é dada por

$$\mathbf{P}(x,t) = \mathbf{P_i}(x,t) + \mathbf{P_r}(x,t)\,, \tag{1}$$

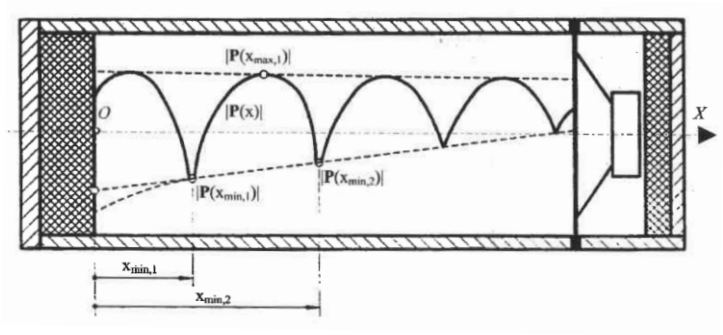


Figura 2 – Representação do campo de ondas estacionárias no interior do tubo. Adaptado de [5].

onde $\mathbf{P}_i(x,t)$ e $\mathbf{P}_r(x,t)$ representam, respetivamente, as amplitudes complexas de pressão do trem de ondas primário ou incidente, gerado pelo altifalante, e refletido na superfície da amostra.

$$\mathbf{P}_i(x,t) = P_0 \cdot e^{\mathbf{i}(\emptyset_0 + \omega t + \mathbf{k}_0 x)} \tag{2}$$

$$\mathbf{P}_r(x,t) = \left(|\mathbf{r}| \cdot e^{\mathbf{i}\cdot\emptyset}\right) P_0 \cdot e^{\mathbf{i}(\emptyset_0 + \omega t - \mathbf{k}_0 x)} \tag{3}$$

Nas eqs. (2) e (3) o sub-indice "0" indica que a incidência do som na superfície é normal, e $|\mathbf{r}|$ o módulo do fator complexo de reflexão acústica da superfície (o trem refletido, eq.(3), é expresso em função da pressão incidente e do fator complexo de reflexão. Combinando as eqs, (1) a (3) resulta a primeira forma do campo espácio-temporal de amplitude complexa de pressão da onda acústica estacionária que se estabelece no interior do tubo.

$$\mathbf{P}(x,t) = P_0 \cdot \left[1 + |\mathbf{r}| \cdot e^{\mathbf{i}\cdot(\emptyset - 2\mathbf{k}_0 x)}\right] \cdot e^{\mathbf{i}(\emptyset_0 + \omega t + \mathbf{k}_0 x)} \tag{3}$$

Exprimindo o número de onda complexo, $\mathbf{k}_0$, na forma algébrica $\mathbf{k}_0 = \mathbf{k}_0' - \mathbf{i}\mathbf{k}_0''$, sendo $\mathbf{k}_0'$ o número de onda (parte real de $\mathbf{k}_0$) e $\mathbf{k}_0''$ o fator dissipativo de atenuação acústica no interior do tubo (simétrico da parte imaginária de $\mathbf{k}_0$), a eq. (3) transforma-se em

$$\mathbf{P}(x,t) = P_0 \cdot \left[e^{\mathbf{k}_0'' x} + |\mathbf{r}| \cdot e^{\mathbf{i}\cdot(\emptyset - 2\mathbf{k}_0' x)} \cdot e^{-\mathbf{k}_0'' x}\right] \cdot e^{\mathbf{i}(\emptyset_0 + \omega t + \mathbf{k}_0' x)} \tag{4}$$

colocando em evidência que as secções do tubo onde a amplitude real do campo de pressão acústica é máxima ou mínima ocorrem nas posições, x, que tornam o termo complexo $e^{\mathbf{i}\cdot(\emptyset - 2\mathbf{k}_0' x)}$ igual, respetivamente, a +1ou -1 (reais puros).

2.3 Tubo de impedância e método da função de transferência

Considere-se agora a montagem ilustrada na figura 3, com caraterísticas de construção e de funcionamento em tudo idênticas às da figura 2. Realça-se a colocação de dois microfones que se encontram colocados perpendicularmente à parede do tubo e que irão captar a pressão em duas posições distintas. O processamento dos sinais de pressão lidos nestas posições possibilitam a determinação de vários parâmetros acústicos.

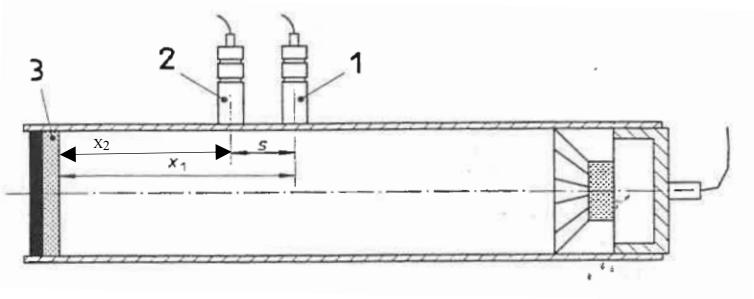


Figura 3 – Posição dos microfones: 1 e 2 microfones, 3 amostra a ensaiar. Adaptado de [7].

Com base nas formulações genéricas apresentadas nas eqs. (1) e (2), as pressões complexas incidente e refletida, podem ser agora escritas de forma simplificada sendo P_i e P_r as correspondentes amplitudes da pressão incidente eq.(5) e refletida eq.(6), no plano de referência de origem (superfície da amostra) e $\mathbf{k}_0$ o número de onda complexo.

$$\mathbf{P}_i =\cdot P_i \cdot e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x} \tag{5}$$

$$\mathbf{P}_r =\cdot P_r \cdot e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x} \tag{6}$$

As eqs. (5) e (6) permitem escrever as pressões complexas nas posições x_1 e x_2 de cada microfone (cfr. Figura 3)

$$\mathbf{P}_1 =\cdot P_i \cdot e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_1} + P_r \cdot e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_1} \tag{7}$$

$$\mathbf{P}_2 =\cdot P_i \cdot e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_2} + P_r \cdot e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_2} \tag{8}$$

A função de transferência para a onda incidente, entre as posições x_1 e x_2 dos microfones vem dada por

$$\mathbf{H}_i =\cdot \frac{P_i\cdot e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_2}}{P_i\cdot e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_1}} = e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0(x_1-x_2)} = e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 s} \tag{9}$$

Em que $s = x_1 - x_2$ é a distância entre o microfone 1 e o microfone 2 (cfr. Figura 3).

De modo idêntico, a função de transferência para a onda refletida, nas mesmas posições dos microfones, vem dada por

$$\mathbf{H}_r =\cdot \frac{P_r\cdot e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_2}}{P_r\cdot e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_1}} = e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0(x_1-x_2)} = e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 s} \tag{10}$$

Conjugando as eqs. (7) e (8) obtêm-se a função de transferência, $\mathbf{H}_{12}$, para o campo sonoro. Considerando $P_r = r.P_i$ virá

$$\mathbf{H}_{12} = \frac{\mathbf{P}_2}{\mathbf{P}_1} = \frac{e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_2} + r.e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_2}}{e^{\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_1} + r\cdot e^{-\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_1}} \tag{11}$$

Finalmente com base na eq.(11), e fazendo uso das eqs. (9) e (10) obtém-se o fator de reflexão r, no plano de referência na origem

$$r = \frac{\mathbf{H}_{12}-\mathbf{H}_i}{\mathbf{H}_r-\mathbf{H}_{12}} = e^{2\mathbf{i}\cdot\mathbf{k}_0 x_1} \tag{12}$$

2.4 Correção dos erros de fase

O método usado faz uso de dois microfones o que, pelas suas caraterísticas intrínsecas e configuração da montagem no tubo, dá origem a erros de fase, que devem ser corrigidos [7]. Esta correção deve ser efetuada determinando a função de transferência $\mathbf{H}_c$, sendo H_{12}^{I} a função de transferência obtida com os microfones na posições referenciadas na Figura 3, e H_{12}^{II} a mesma função mas tendo alternado a posição dos microfones relativamente à referência inicial. Para a obtenção da função de transferência de correção, $\mathbf{H}_c$, o tubo deve conter uma amostra "absorvente", sem que no entanto seja dada qualquer especificação mais detalhada.[7].

$$\mathbf{H}_c = \sqrt{\frac{H_{12}^{I}}{H_{12}^{II}}} \tag{13}$$

Nos ensaios de caraterização das pistas, cujos resultados se apresentarão mais adiante, a metodologia documentada na norma [7] não foi seguida, e em alternativa foi utilizado um tampo rígido, metálico, onde foram colocados os dois microfones [8]. Nesse plano os dois microfones ficam sujeitos ao mesmo nível de pressão sonora e de desfasamento devido a qualquer diferença de geometria do trem de ondas sonora propagado no interior do tubo.

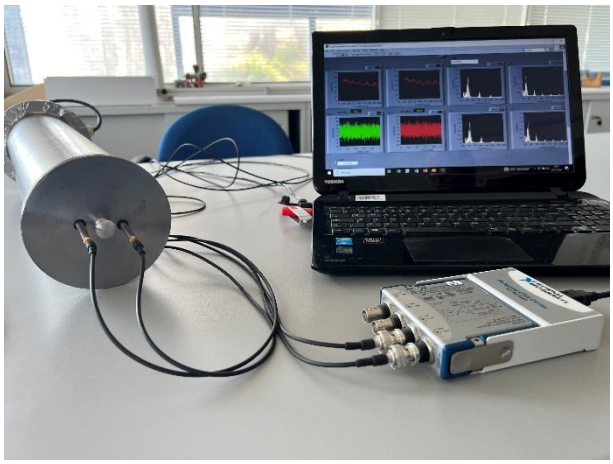


Figura 4 – Sistema utilizado para correção dos erros de fase. Microfones montados no tampo metálico.

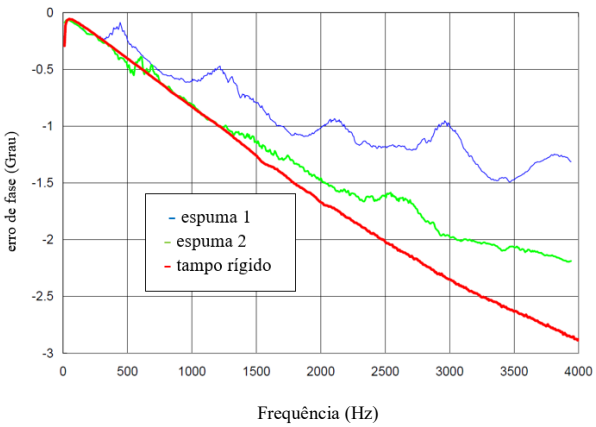


Figura 5 – Erros de fase obtidos com dois materiais absorventes distintos (espuma 1 e espuma 2) e o método do tampo rígido. Adaptado de [8]

A correção devida à utilização do método proposto em [7], pode levar a erros significativos quando o objetivo é caraterizar materiais com coeficientes de absorção muito baixos [8], como é o caso dos pavimentos de pistas de ensaio em que coeficientes de absorção podem ser inferiores a 0,08 [3].

2.5 Correção da atenuação no interior do tubo

É recomendada uma correção devida à atenuação no interior do tubo de impedância uma vez que tanto a onda incidente como a onda refletida estão sujeitas a atenuação devido às perdas térmicas e viscosas [7]. Esta correção pode ser estimada pela eq. (14).

$$\mathbf{k}_0'' = 1{,}94 \times 10^{-2} \sqrt{f}/c_0 d \tag{14}$$

onde f é a frequência em Hz, d o diâmetro em metros no caso de tubos de secção circular e c_0 a velocidade do som em m/s, finalmente $\mathbf{k}_0''$ é o fator dissipativo de atenuação acústica no interior do tubo em neper/m. Esta atenuação deve ser considerada quando a distância entre a superfície de teste e o microfone mais próximo excede três vezes o diâmetro do tubo.
Esta correção é distinta da requerida em [6] que preconiza uma correção efetuada com base numa medição de referência. Esta será conseguida aplicando ao sistema uma superfície de ensaio 100% refletora (foi utilizada uma placa de aço de 10mm de espessura). Os valores de absorção assim obtidos foram utilizados como valor de correção para todas as medições posteriores.

3 Procedimento de medição e análise (NP ISO 13472-2)

No presente trabalho foi utilizado um tubo de aço com um comprimento de 480mm e diâmetro 100mm, com dois microfones G.R.A.S. 46BD ¼″ CCP, cujos eixos distam entre eles 81mm, estando o microfone mais baixo a uma distância de 100 mm do plano de referência [6].
Foi utilizada uma placa de aquisição NI 9233 instalada numa interface HI-Speed USB Carrier NI USB-9162. A aquisição de dados foi conseguida com base numa aplicação informática desenvolvida na linguagem de programação LabView.
Esta aplicação possui subrotinas que possibilitam a obtenção dos sinais correspondentes aos espetros de auto-correlação e de correlação cruzada, sendo a partir destas que são obtidas as funções de transferência complexas dos sinais captados pelos microfones.

$$\mathbf{H}_{12} = \left[\frac{\mathbf{S}_{12}}{\mathbf{S}_{11}} \cdot \frac{\mathbf{S}_{22}}{\mathbf{S}_{21}}\right]^{1/2} = \mathbf{H}_\mathrm{r} + \mathbf{i}\mathbf{H}_\mathrm{i} \tag{15}$$

sendo $\mathbf{S}_{11}$ e $\mathbf{S}_{22}$, respetivamente, os valores complexos das autocorrelações dos sinais captados pelos microfones 1 e 2; $\mathbf{S}_{12}$ e $\mathbf{S}_{21}$ os valores complexos da correlação cuzada entre os dois microfones.
É a partir destas funções de transferência complexas apresentadas na eq.(15) que são obtidos os coeficientes de reflexão sonora (eq.(12)), bem como outros parâmetros relacionados, nomeadamente, os coeficientes de absorção sonora, a impedância acústica específica da superfície e a correspondente admitância acústica específica.
Com o sistema que foi implementado todos estes parâmetros podem ser obtidos num intervalo de frequências de 315 Hz a 1600 Hz.

3.1 Caraterização das pistas de ensaio utilizadas pela ADAI

A ADAI (Associação para o Desenvolvimento da Aerodinâmica industrial- unidade ID da UC), encontra-se acreditada para a execução de ensaios em veículos automóveis, pelo IPAC (Instituto

Português de Acreditação). Algumas normas de ensaio [1], [2] requerem pistas onde, para além de outros parâmetros caraterísticos dos pavimentos rodoviários, os coeficientes de absorção acústica devem ser caraterizados aquando do início da sua utilização, sendo posteriormente verificadas regularmente, de 4 em 4 anos. Por forma a poder garantir algumas caraterísticas referidos na norma, como seja a planicidade, a homogeneidade do piso, as dimensões e afastamento relativamente a obstáculos que possam causar reflexões relevantes, e ainda locais cujos níveis de ruído residual sejam relativamente baixos, para não ser necessário proceder a correções às medições efetuadas durante os ensaios, a ADAI possui autorização para utilizar pistas de aviação que atualmente têm tráfego aéreo muito reduzido, ou mesmo já inexistente. As pistas de aviação caraterizadas são: Aeródromo Municipal Bissaya Barreto, em Coimbra, e a pista de aviação militar, da antiga Base Aérea n.º 2 na Ota, onde atualmente funciona o CFMTFA - Centro de Formação Militar e Técnica da Força Aérea.

3.1.1 Caraterização acústica da pista de aviação do Aeródromo Municipal Bissaya Barreto

A imagem apresentada na figura 6 identifica a posição relativa da pista do Aeródromo Municipal Bissaya Barreto, em Coimbra. Esta pista tem um comprimento total de 920m, com uma largura de 30m e situa-se a uma altitude de 174 m. A zona de ensaios caraterizada encontra-se assinalada a cor laranja.



Figura 6 – Vista aérea da pista do aeródromo, sua orientação e área avaliada

Os pontos de medição foram selecionados seguindo as indicações da norma [3].

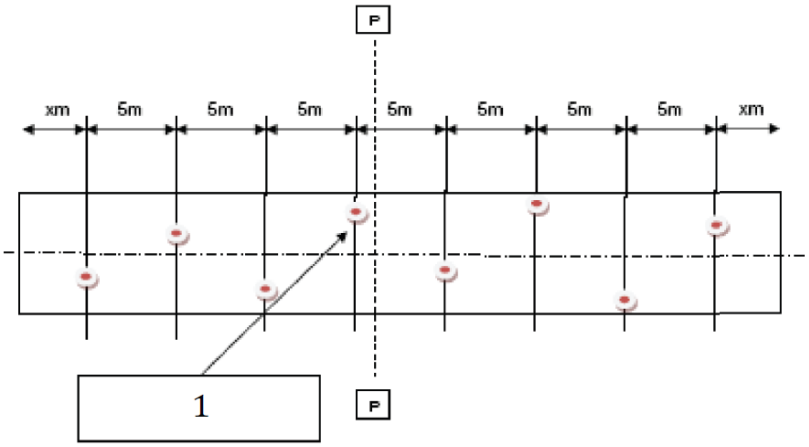


Figura 7 – Esquema ilustrativo para marcação dos pontos a caraterizar - área de condução. Adaptado de [3]

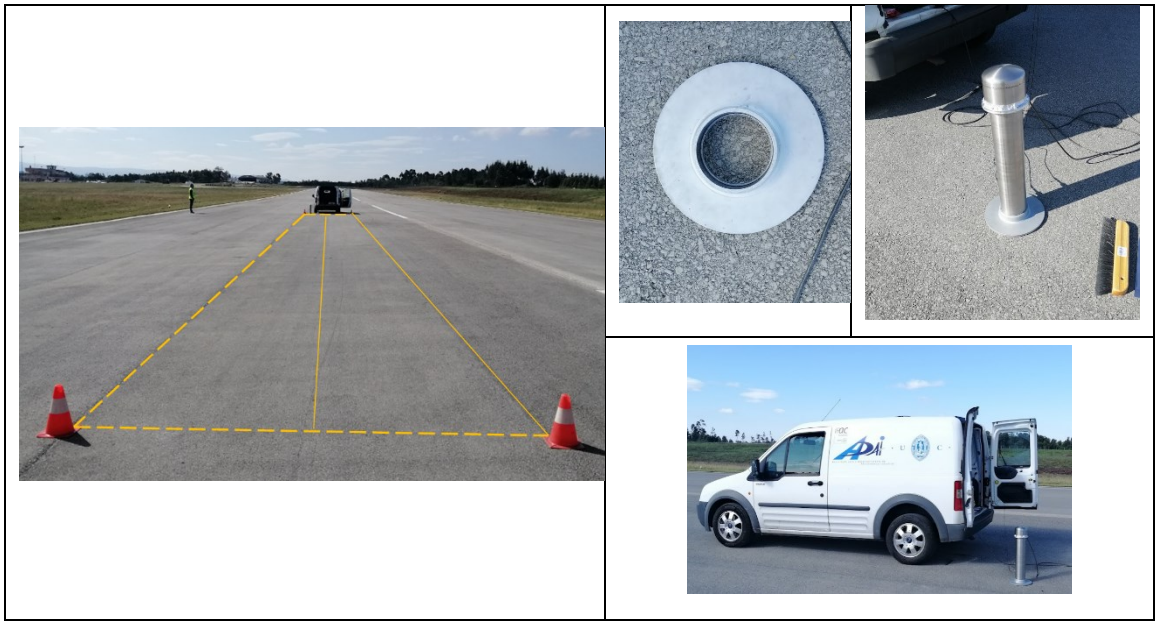


Figura 8 – Perspetiva da área de medição e colocação do tubo de medição sobre a pista. Fotos de autor

Tabela 1 – Resultados da medição por bandas de terços de oitava.

Frequência, Hz	250	315	400	500	630	800	1 000	1 250	1 600
Coeficiente de absorção médio	---	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06
Desvio padrão	---	0,003	0,004	0,004	0,005	0,006	0,007	0,007	0,007

Para cada banda de terço e oitava, a incerteza expandida do coeficiente de absorção é estimada em 0,029, com um fator de probabilidade de cobertura de 95% [6].

3.1.2 Caraterização acústica da pista de aviação militar do CFMTFA - Centro de Formação Militar e Técnica da Força Aérea (BA2)

A imagem da figura 9 identifica a entrada no perímetro militar da antiga Base Aérea N.º 2 (BA2), que em 1960 deixou de ser uma base operacional, e que desde 1992 passou a ser denominada por Centro de Formação Militar e Técnica da Força Aérea (CFMTFA



Figura 9 – Centro de Formação Militar e Técnica da Força Aérea (BA2)



Figura 10 – Vista aérea da pista de aviação, sua orientação e área avaliada

A imagem 10 mostra a posição relativa da pista de aviação militar, na Ota. Esta pista tem um comprimento aproximado de 2000m, com uma largura de 40m. A zona de ensaios caraterizada encontra-se assinalada com a cor amarela.

Os pontos de medições, anteriormente ilustrados na Figura 7, foram selecionados segundo o critério da norma,



Figura 10 – Perspetiva da área de medição e colocação do tubo de medição sobre a pista. Fotos dos autores

Tabela 2 – Resultados da medição por bandas de terços de oitava.

Frequência, Hz	250	315	400	500	630	800	1 000	1 250	1 600
Coeficiente de absorção médio	---	0,01	0,04	0,08	0,03	0,07	0,08	0,07	0,08
Desvio padrão	---	0,012	0,013	0,019	0,012	0,010	0,015	0,013	0,014

Para cada banda de terço e oitava, a incerteza expandida do coeficiente de absorção é estimada em 0,029, com um fator de probabilidade de cobertura de 95% [6].

4 Conclusões

A implementação da norma de ensaio [6] permitiu a obtenção dos coeficientes de absorção acústica da superfície das pistas de ensaio com o equipamento construído e desenvolvido no Laboratório.
Os coeficientes de absorção não excedem os valores especificados para todas as frequências no intervalo de 315Hz a 1600Hz [3] sendo sempre inferiores ou iguais a 0,08, o valor máximo permitido na área de condução.
O intervalo de frequências que é possível analisar com a instalação, depende do comprimento e do diâmetro do tubo metálico utilizado. O posicionamento e o distanciamento entre microfones poderão requerer ainda algum ajuste caso se pretenda utilizar o tubo de impedância num intervalo de frequências

ligeiramente diferente. Com a geometria da montagem utilizada, houve alguma falta de repetibilidade nos valores de absorção sonora para a frequência de 250Hz. Esta situação poderá vir a ser melhorada experimentando diferentes posições e espaçamentos dos microfones, como por exemplo a possibilidade de utilizar três opções distintas de espaçamento que permitam explorar uma gama de frequência mais baixa [6].

Agradecimentos

Trabalho desenvolvido no âmbito do projeto LAETA LA/P/0079/2020, DOI: 10.54499/LA/P/0079/2020 (https://doi.org/10.54499/LA/P/0079/2020)

Referências

[1] Regulamento n.º 51 da Comissão Económica das Nações Unidas para a Europa (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of motor vehicles having at least four wheels with regard to their sound emissions. E/ECE/324/Rev.1 Add.50/Rev.3 E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.50/Rev.3; 2016

[2] Regulamento n.º 138 da Comissão Económica das Nações Unidas para a Europa (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of Quiet Road Transport Vehicles with regard to their reduced audibility E/ECE/324/Rev.2/Add.137/Rev.1, E/ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.137/Rev.1; 2017

[3] ISO 10844: 2014, Acoustics — Specification of test tracks for measuring sound emitted by road vehicles and their tyres; 2014.

[4] ISO 10844: 1994, Acoustics — Specification of test tracks for measuring sound emitted by road vehicles and their tyres; 1994.

[5] ISO 10534-1:1996, Acoustics — Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 1: Method using standing wave ratio.

[6] NP ISO13472-2:2022, Acústica — Medição *in situ* de propriedades de absorção acústica de pavimentos rodoviários - Parte 2: Método local para superfícies refletoras; 2022.

[7] ISO 10534-2:1998, Acoustics — Determination of acoustic properties in impedance tubes - Part 2: Two-microphone technique for normal sound absorption coefficient and normal surface impedance, 1998.

[8] Han, J., Herrin, D.W. & Seybert, A.F. (2007). Accurate Measurement of Small Absorption Coefficients. *Department of Mechanical Engineering, University of Kentucky*, 07NVC-234, pp1-5.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ÁREAS TRANQUILAS: ESTADO DE ARTE SOBRE A CARATERIZAÇÃO DO AMBIENTE SONORO E PERCEÇÃO HUMANA

Sónia Monteiro Antunes[1], Jorge Patrício [1]

[1] Laboratório Nacional de Engenharia Civil
{santunes@lnec.pt, jpatricio@lnec.pt}

Resumo

De acordo com a Diretiva Europeia sobre Avaliação e Gestão do Ruído Ambiente (Diretiva 2002/49/CE), as áreas tranquilas, podem ser caraterizadas como zonas onde o ruído, considerado como som não desejado, originado por atividades humanas, incluindo o ruído emitido por meios de transportes (aéreo, rodoviário e ferroviário) e de instalações industriais, está ausente, ou pelo menos, não é dominante. A presente revisão da literatura (estado da arte), está direcionada tanto a espaços urbanos como a espaços rurais, onde os sons naturais são predominantes. No entanto, devido à sua proximidade às fontes de ruído enumeradas, poderão existir alguns conflitos entre a perceção humana do ambiente sonoro e os níveis sonoros objetivos, por exemplo devido à presença de componentes de baixa frequência. Adicionalmente, também são incluídos nesta análise estudos que decorreram em ambiente laboratorial, no sentido de se avaliar as interações audiovisuais, bem como os potenciais efeitos benéficos para a saúde. Assim, é apresentada a revisão do estado de arte sobre a caraterização do ambiente sonoro de áreas tranquilas, em termos de indicadores físicos (acústica e psicoacustica), e em termos de perceção (avaliação da paisagem sonora), e a correspondente relação com os benefícios para a melhoria da qualidade de vida e da saúde que a utilização deste tipo de espaços pode proporcionar.

Palavras-chave: Áreas tranquilas, ruído ambiente, efeitos do ruído

Abstract

According to the European directive on the assessment and management of environmental noise (directive 2002/49/EC), quiet areas can be characterized as areas where noise, considered unwanted sound, created by human activities, including noise emitted through transport (air, road, and rail) and industrial installations, is absent, or at least, is not dominant. This literature review is aimed at urban and rural spaces where natural sounds are predominant. However, due to their proximity to the listed noise sources, there may be conflicts between human perception of the sound environment and sound levels, for example, due to low-frequency components. Additionally, studies that took place in a laboratory environment are included to evaluate audiovisual interactions and potential beneficial effects on health. A review of the state of the art on characterizing the sound environment of quiet areas is presented in terms of physical indicators (acoustics and psychoacoustics) and in terms of perception (evaluation of the soundscape). Also, the corresponding relationship between the use of these spaces and the benefits for improving quality of life and health is presented.

Keywords: Quiet areas, environmental noise, noise effects.

PACS no. 43.50.Sr

1 Introdução

A primeira legislação a nível europeu, relativa às emissões sonoras para o exterior, a Diretiva 70/157/CEE, foi publicada em 1970 [1], e dizia respeito ao nível sonoro admissível e ao dispositivo de escape dos veículos a motor. Este documento inclui valores limite em decibel para diferentes tipos de veículos. Posteriormente, foram publicados outros documentos, até que em 2002 foi publicada a diretiva 2002/49/CE (END) [2] relativa à avaliação e gestão do ruído ambiente. Um dos grandes objetivos desta diretiva é a melhoria do ruído ambiente, identificando áreas problemáticas e desenvolvendo planos de ação para a gestão dos níveis sonoros nessas áreas. Neste contexto, o ruído ambiental é definido como o som exterior indesejado ou prejudicial causado pela atividade humana. incluindo o ruído emitido pelo tráfego rodoviário, ferroviário e aéreo, bem como o ruído emitido por atividades industriais. Os valores limites para o mapeamento do ruído e o planeamento de ações exigidos pelo END são 55 dB L_{den} (períodos diurnos, entardecer e noturnos) e 50 dB L_{noite} (período noturno). As principais tarefas da END são previsão e apresentação do ruído ambiente sob a forma de mapas de ruído, a identificação de áreas tranquilas, e o estabelecimento de planos de ação de gestão do ruído para a sua mitigação, bem como a prestação de informações ao público sobre os efeitos do ruído ambiente. A END integra a ideia de que as áreas tranquilas devem ser preservadas e que os planos de ação devem também ter como objetivo proteger estas áreas do aumento do ruído ambiente. Para o efeito, define o conceito de áreas tranquilas em zonas urbanas, e áreas tranquilas em zonas rurais, que devem ser definidas pela aplicação de "indicadores de ruído" e respetivos limites, a serem estabelecidos pelas autoridades competentes de cada estado-membro. As áreas tranquilas em zonas rurais, correspondem a áreas delimitadas pela autoridade competente, com a característica de não ser perturbada pelo ruído de tráfego, indústria ou atividades de recreio. Neste contexto, e devido a ausência de uma metodologia harmonizada para a identificação, planeamento e proteção das áreas tranquilas, cada estado-membro utilizou distintos métodos para a sua avaliação, decorrentes em grande parte de estudos de investigação no âmbito de projetos com financiamento local ou até mesmo da União Europeia.

Em 2014, foi publicado pela agência europeia do ambiente (EEA) o Guia de Boa Prática para as Áreas Tranquilas [3], que enaltece a importância destas áreas e descreve sumariamente os seus potenciais benefícios para a saúde e correspondentes benefícios económicos. Este relatório reconhece que vários Estados-Membros iniciaram, ou intensificaram, as suas políticas relativas às áreas tranquilas, mas ainda é uma matéria em desenvolvimento, não existindo critérios harmonizados e diretrizes para a sua proteção. O próprio guia apresenta um conjunto de critérios de seleção para a caraterização de áreas tranquilas, utilizando indicadores no âmbito da acústica, função dos espaços, dimensão e, para zonas rurais, apresenta um critério relacionado com a distância mínima a infraestruturas e aglomerações. No seguimento deste guia em 2016, foi publicado o relatório sobre áreas tranquilas na Europa [4], com a apresentação de uma metodologia para a identificação de áreas tranquilas, baseada num sistema de informação geográfica e no índice de adequabilidade à tranquilidade (*Quietness Suitability Index*, QSI). O índice QSI é uma combinação de informação acústica baseada nos mapas de ruído produzidos no âmbito da END e de informação sobre a "naturalidade" do local , tendo em conta o tipo de cobertura do solo. O relatório [4], aborda também a acessibilidade de áreas com valores elevados de QSI, apresentando os resultados por pais. Neste relatório e com base num questionário aplicado a mais de 20 países e 45 cidades, a EEA indica que a maior parte das autoridades nacionais fazem um esforço para proteger áreas tranquilas. 60% das cidades indicam que aplicam alguma medida de mitigação ou gestão para a proteção das áreas tranquilas. Estas medidas incluem a restrição de determinadas atividades, a monitorização dos níveis de ruído, medidas de mitigação do tráfego, barreiras acústicas e criação de zonas exclusivas a peões, por exemplo.

A prática corrente para a gestão do ruído inclui a identificação de zonas onde os valores limites legalmente estabelecidos são excedidos, a partir do mapeamento do ruído, com recurso a métodos de modelação harmonizados (a nível europeu) para o seu cálculo. Os valores limites foram estabelecidos tendo em conta estudos recentes sobre os efeitos na saúde humana derivados da exposição contínua ao

ruído, que podem variar desde deficiências auditivas provocadas pelo ruído, incomodidade, perturbação do sono, efeitos cardiovasculares e psicofisiológicos, e inteligibilidade da fala [5]. Neste contexto, a seção regional para a Europa da Organização Mundial de Saúde (OMS) publicou em 2018, novas recomendações para a proteção da saúde humana relativamente à exposição ao ruído, verificando-se um ligeiro decréscimo dos valores recomendados, relativamente aos valores na END. Os novos valores recomendados pela OMS são para o tráfego rodoviário de L_{den}=53 dB e L_{noite}=45 dB; para o tráfego ferroviário L_{den}=54 dB e L_{noite}=44 dB, para o tráfego aéreo L_{den}=45 dB e L_{noite}=40 dB; e para o ruído de aerogeradores L_{den}=45 dB. Acima destes níveis, há evidências de efeitos adversos à saúde relacionados ao ruído [5]. Na maior parte dos casos, a gestão de ruído baseia-se nas emissões sonoras provenientes do ruído de tráfego e ruído derivado das atividades industriais, focando-se as recomendações dos planos de ação de ruído, na generalidade dos casos, nos pontos mais crítico. Os indicadores utilizados, baseados exclusivamente nos níveis de pressão sonora indicados nos mapas de ruído, não têm informação (ou quase nenhuma) sobre o ambiente acústico apercebido pelas pessoas que habitam (ou frequentam) estas áreas. Para além disso, as áreas abaixo dos limites de ruído aparecem simplesmente como pontos em branco nos mapas de ruído, supondo-se a associação a ambientes sonoros homogéneos, sem qualquer tipo de estratificação. Nos últimos anos têm aparecido uma série de estudos sobre a avaliação do ambiente sonoro, tendo em conta novos indicadores compostos [6,7], com recurso a participação informada de cidadãos [8,9], ou então indicadores do âmbito da ecologia acústica [10] ou então novos estudos baseados no conceito de paisagem sonora [11,12].

2 Conceito de áreas tranquilas

Embora a identificação de áreas tranquilas esteja incluída na diretiva de ruído ambiente, não foi publicada uma definição especifica deste conceito. As orientações da EEA [3] recomendam a identificação de áreas tranquilas, pela correspondência destas áreas a ambientes sonoros que proporcionem o descanso, relaxamento, calma e paz de espírito, localizados na vizinhança das habitações, ou então, correspondam a zonas próximas de aglomerações. Para isso, devem estas áreas conter sons naturais, sendo que os sons produzidos por atividades humana (sons de trafego, atividades industriais) devem ser inexistentes. Assim, verifica-se que o silêncio absoluto não é o objetivo das áreas tranquilas, pois existem muitos sons que são considerados agradáveis ou com algum conteúdo informativo, bem como relaxantes ou estimulantes, dependendo do contexto. No entanto, poderá existir sempre a tendência de se assumir que numa área tranquila os níveis sonoros L_{den} e L_{noite}, terão valores mais baixos, por exemplo entre 40-50 dB. Alguns estudos para a identificação de áreas tranquilas [13], que combinam a informação resultante dos mapas de ruído e de sistemas de informação geográfica, estabelecendo o cruzamento de informação sobre dados relativos ao tipo de cobertura do solo e presença de elementos naturais, dimensões, acessibilidades, distâncias a infraestruturas (rodoviárias, ferroviárias, aeroportuárias e industriais), constataram a adequabilidade deste método na identificação de áreas tranquilas em zonas rurais. No caso de zonas urbanas, o ambiente sonoro é mais complexo e sensível ao contexto do local, sendo necessário a aferição dos utilizadores relativamente à correspondente perceção. Em zonas urbanas, os resultados de alguns inquéritos [13] demonstraram que os residentes valorizam muito as áreas próximas das suas casas e locais de trabalho (a menos de 10 minutos a pé), onde podem relaxar, descansar e recuperar. Estas áreas urbanas tranquilas não têm necessariamente de ser tão calmas, desde que sejam relativamente calmas em relação às zonas mais ruidosas da cidade, verificando-se como aceitáveis diferenças relativas da ordem de 6 a 15 dB. Adicionalmente aos valores dos níveis sonoros, fatores não acústicos, como a presença de vegetação, apreciação visual (agradabilidade de vistas e coerência, presença de verde e azul), acessibilidades, instalações disponíveis (bancos, parques infantis, caminhos pedonais e cicloviários), limpeza e manutenção, aspetos relacionados com a segurança do local e aspetos pessoais do individuo (sensibilidade ao ruído), bem como as características culturais ou de diversão das áreas, têm um contributo importante na apreciação global destas zonas. No planeamento

de áreas tranquilas, especialmente em zonas urbanas, não devem ser esquecidos os potenciais efeitos benéficos para a saúde humana, como por exemplo, o descanso e o relaxamento, bem como o alivo do *stress* relativamente ao ruído ambiente (especialmente tráfego rodoviário) que a utilização destas áreas pode proporcionar [12]. Atendendo a todos os fatores que podem afetar a apreciação destas áreas, e no caso de zonas urbanas, é evidente que não existe uma única tipologia de áreas tranquilas, sendo necessário agrupar unidades de analise homogéneas (correspondendo a áreas com idênticas expectativas de tranquilidades, pelos seus utilizadores) em categorias principais que potencialmente poderiam ajudar no estabelecimento de critérios para classificar potenciais áreas tranquilas em zonas urbanas (por exemplo, rua arborizada, zona pedonal, praça, pátio interior, área verde urbana, zona edificada). Um exemplo de estratificação de áreas tranquilas em zonas urbanas, consta no plano de redução de ruído de Berlim lançado em 2008, onde são identificadas duas categorias de áreas tranquilas: "áreas abertas contínuas" e "áreas de lazer": as primeiras integram florestas, espaços verdes, parques, com uma área superior a 100 hectares e com níveis sonoros abaixo de 55 dB; as áreas de lazer são constituídas por áreas verdes próximas, a uma curta distância de áreas residenciais, maiores que 30 hectares e caracterizadas por um diminuição do nível sonoro relativamente ao seu perímetro externo de 6 dB(A) [14].

Para espaços verdes e jardins em zonas urbanas, foram realizadas algumas tentativas de classificação destes espaços em termos das suas capacidades de recuperação psicofisiológica do *stress* e diminuição da incomodidade derivada da exposição ao ruído. A mais conhecida e interessante, uma vez que poderá ser no futuro diretamente utilizada nos mapas de ruído, foi desenvolvida pelo centro para ambientes sustentáveis da Universidade de Bradford. Esta tentativa, designada por Instrumento de Previsão da Classificação da Tranquilidade (*Tranquillity Rating Prediction Tool: TRAPT*) [15], combina objetivamente estímulos sonoros (com recurso ao nível de pressão sonora ponderado A) e estímulos visuais, em termos de percentagem de características naturais e contextuais (por exemplo, monumentos, edifícios históricos). Este índice inclui também um fator adicional relacionado com as condições ambientais no momento de avaliação, como por exemplo a presença de lixo ou de graffitis na área, que diminui a classificação da área, ou pelo contrário, a presença de sons de água que irá melhorar a correspondente classificação. Refira-se que a influência deste último fator, não modifica em ±1 ponto percentual a escala global de classificação de tranquilidade.

Um outro conceito que permite avaliar a qualidade sonora de uma zona, para além do aspeto da incomodidade induzida pelo ruído, é o conceito de paisagem sonora, cuja definição considera o ambiente sonoro como o ambiente que é apercebido ou experienciado pelo individuo, tendo em conta o contexto onde ocorre [16]. Este conceito foi recentemente formalizado num conjunto de documentos normativos, publicados pela Comissão Internacional de Normalização [16], [17] e [18]. A primeira parte desta série de normas estabelece a definição do conceito de paisagem sonora, diferenciando-a do ambiente sonoro, uma vez que também considera a influência de elementos não acústicos, tais como o contexto do auditor, o cenário visual, e o modo como fatores interagem com o ambiente sonoro, na influência da perceção do auditor. A segunda parte desta série de normas, ISO/TS 12913-2:2018 [17] aborda os requisitos para a recolha de informação e elaboração de relatórios sobre estudos de paisagem sonora. Em termos de metodologia, este documento da ISO abrange duas abordagens principais, nomeadamente: passeios sonoros combinados com questionários (Métodos A e B) e entrevistas narrativas (Método C) [17], que se relacionam, respetivamente com a recolha de dados no local e fora do local. No entanto, a gama de possibilidades metodológicas para a recolha de informação sobre a paisagem sonora, são mais amplas, e podem incluir, por exemplo, sessões de escuta em laboratório.

A Parte 3 da série ISO 12913, baseia-se na Parte 2 e estabelece as diretrizes para a análise e interpretação dos dados recolhidos em conformidade com os métodos enumerados anteriormente (Métodos A, B e C). Quando é utilizado o método A [17], a avaliação da paisagem sonora realiza-se com base na classificação em oito qualidades afetivas preceptivas (Agradável, Caótico, Irritante, Monótono, Animado, Tranquilo, Sem acontecimentos, Agitado), por meio de questionários. Utilizando as diretrizes que constam na parte 3 da série ISO 12913, é possível representar graficamente a paisagem sonora de

um local, por meio de um modelo bidimensional, em que o eixo horizontal representa uma escala de agradabilidade (relacionada com atributos como confortável, atraente, convidativo, num dos extremos e desconfortável, desagradável, no extremo oposto) e o eixo vertical representa uma escala relacionada com a quantidade de eventos acústicos (associada aos atributos animado, cheio de vida, agitado, num dos extremos, e monótono, no extremo oposto). Se estes dois eixos rodarem de 45º em relação às duas dimensões anteriores, aparecem duas dimensões adicionais, a primeira representa ambientes caóticos *versus* ambientes calmos, e a segunda denota ambientes monótonos *versus* ambientes animados.
Na Figura 1 apresenta-se um exemplo de tratamento da informação tendo como base o modelo bidimensional descrito anteriormente, resultante de sessões de escuta realizada em laboratório, e na qual participantes de 3 países (Portugal, Brasil e Reino Unido) classificaram distintas categorias de sons, em função da intensidade auditiva apercebida. Mais detalhes sobre esta experiência podem ser encontrados em [19]. O gráfico da Figura 1.a) representa as categorias de sons (equipamentos, atividade humana, tráfego, natureza) avaliadas, quando o som apresentado foi conotado com baixa intensidade auditiva, enquanto na Figura 1.b) apresentam-se as categorias de sons (equipamentos, atividade humana, tráfego, natureza, e mais uma categoria adicional não presente na figura da esquerda) avaliadas como de elevada intensidade auditiva. Nesta figura é permitido verificar a mudança de apreciação à medida que a intensidade auditiva apercebida aumenta, exceto para os sons naturais. Este exemplo, permite constatar que para sons naturais, muito provavelmente as pessoas poderão tolerar níveis sonoros mais elevados, relativamente aos sons com origem em atividades humanas.

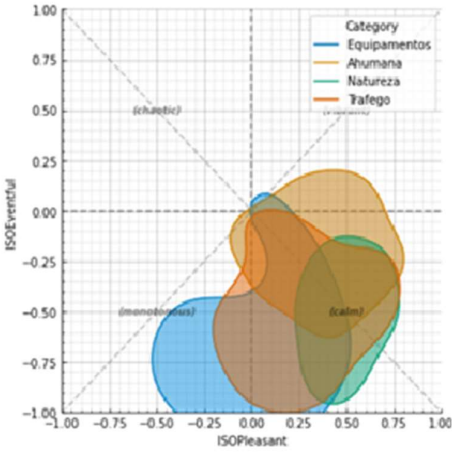


Figura 1.a)

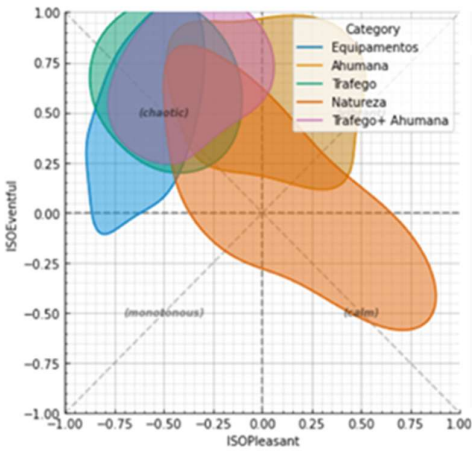


Figura1.b)

Figura 1.a) e Figura 1.b) – Contornos do percentil 50 para os resultados dos participantes, tendo em conta a categoria de sons e a intensidade auditiva apercebida. Figura 1.a) sons avaliados com baixa intensidade auditiva, Figura 1.b) sons avaliados com elevada intensidade auditiva.

Uma revisão sistemática da literatura [20] identificou associações positivas entre perceções positivas de paisagem sonora (representadas no modelo bidimensional nos quadrantes animado, agradável e calmo) e efeitos positivos na saúde e bem-estar (incluindo efeitos na redução de mecanismos indutores de *stress*). Outro estudo [21], com o objetivo de planear espaços verdes urbanos cujas paisagens sonoras possam contribuir para efeitos positivos na saúde humana, identificou 5 critérios para a avaliação, de áreas tranquilas, designadamente: (1) Percentagem da superfície do solo coberta por elementos naturais (Naturalidade), (2) nível sonoro de baixa intensidade de sons derivados de fontes antropogénicas (níveis sonoros), (3) forte relação entre as fontes sonoras dominantes e sons naturais (fontes sonoras apercebidas), (4) perceções positivas da paisagem sonora (avaliação da paisagem sonora), (5)

congruência entre aspetos auditivos, visuais, olfativos, e espectativas sobre os espaços (perceção do meio externo).

3 Indicadores para avaliação de áreas tranquilas

Em áreas urbanas, consideradas tranquilas, o ambiente sonoro é constituído por uma composição de sons originados por atividades humanas e sons naturais que podem ocorrer simultaneamente ou separadamente no mesmo espaço de tempo. Devido à sua complexidade e à natureza dinâmica dos ambientes sonoros em zona suburbanas, a descrição quantitativa por meio de um único indicador baseado no nível sonoro, como o nível sonoro continuo equivalente, ponderado A, não é suficiente, sendo necessária informação adicional para uma descrição das características temporais e espectrais do ambiente sonoro. Para a caraterização dos regimes temporais do ambiente sonoro, são muitas vezes utilizados os níveis percentis, como por exemplo, L_{AF95} (caraterização do ruído de fundo), L_{AF10} (caraterização de ruídos emergentes relativamente ao ruído de fundo), ou até mesmo a diferença entre dois indicadores, com por exemplo L_{AF10} e L_{AF95}, que dá uma ideia sobre a variabilidade temporal do ambiente sonoro. A caracterização do conteúdo espectral, e em especial a identificação de existência do sons de baixa frequência, pode ser aferida a partir da diferença entre o nível sonoro continuo equivalente, ponderado C e o correspondente valor associado à ponderação A. Para além destes indicadores de acústica, na avaliação da paisagem sonora, e de acordo com os documentos normativos [18], é recomendado o registo de indicadores psicoacústicos, como, por exemplo, a intensidade auditiva, agudeza, rugosidade e força de flutuação, e respetivos níveis percentis. No entanto, e tal com indicado, em [17] os indicadores a nível da acústica e da psicoacustica descrevem somente os sons e as sensações auditivas que provocam, não conseguindo explicar totalmente se um som é agradável ou apropriado a um determinado local.

Outra família de indicadores, derivada diretamente do conceito de ecologia da paisagem sonora, divide a paisagem sonora em sons produzidos pelos animais (biofonia), pelos fenómenos naturais (geofonia) e, pelos sons gerados pelas atividades humanas (antropofonia). A ideia principal é estimar a contribuição relativa da biofonia em comparação com a geofonia e a antropofonia. Utilizando uma abordagem simplificada, considera-se o perfil espectral da paisagem sonora, dividido em duas regiões principais: (1) a gama de frequências entre 0,2 e 2 kHz, constituída essencialmente por sons mecânicos (antropofonia), e (2) a gama de frequências entre 2 e 8 kHz, que é ocupada principalmente pela produção de sons animais (biofonia). O som devido ao vento ou à chuva cobre todo o espectro com mais energia nas frequências mais baixas [22]. Um exemplo de indicador deste tipo é o Índice de Diferença Normalizada da Paisagem Sonora, e corresponde à proporção entre sons de biofonia e de antropofonia presentes num sinal acústico. Uma resenha dos vários índices da bioacústica pode ser encontrada em [22]. Em zonas onde valores dos níveis sonoros estão abaixo dos valores limites preconizados pela END, a utilização de indicadores ecoacusticos, na identificação das características de biofonia de um local, em complemento aos mapas de ruído, poderá constituir uma mais-valia na identificação de áreas tranquilas, especialmente em zonas rurais.

No entanto, a aplicação destes indicadores em ambientes urbanos, ou próximo de aglomerações, está sujeita a efeitos de enviesamento, em virtude da sobreposição de sons de biofonia e de antropofonia, especialmente na gama de frequências entre os 2000- 8000 Hz, derivado do ruído de tráfego rodoviário. Neste caso, uma das soluções seria a complementação da análise efetuada com a adição de indicadores exclusivos de antropofonia [22]. Relativamente ao ruído de tráfego rodoviário, e para obviar a questão anterior, para zonas verdes em áreas urbanas, foi desenvolvido o Índice de Paisagem Sonora Verde (GSI), definido como a razão entre a extensão apercebida dos sons naturais e a extensão apercebida pelo ruído do tráfego [22]. Os dados recolhidos, obtidos com recurso a questionários, são divididos em três classes de acordo com o valor do GSI: 1) predominância preceptiva de ruído de tráfego, 2) perceção equilibrada e 3) predominância preceptiva de sons naturais. Para cada grupo são consideradas variáveis

adicionais associadas ao Ambiente Acústico e variáveis associadas ao Ambiente Experimentado. O primeiro caso integra indicadores baseados no nível sonoro continuo equivalente, nível sonoro máximo e diferença de níveis percentis (L_{AS10} e L_{AS90}), utilizando a ponderação do tempo lenta, e um tempo total de medição de 5 minutos. O Ambiente Experimentado é obtido por uma avaliação qualitativa relativamente ao ambiente circundante e pela avaliação da paisagem sonora em termos de qualidades afetivas preceptivas [17].

4 Participação de cidadãos na avaliação de áreas tranquilas

O rápido desenvolvimento dos dispositivos móveis (especialmente *smartphones*) bem com a facilidade de acesso a redes de internet móvel, têm impulsionado o desenvolvimento de aplicações móveis dedicadas aos estudos sobre a perceção e monitorização de diversos fatores ambientais, utilizando os cidadãos como sensores. Esta nova abordagem designada como ciência cidadã, lida com ferramentas de gestão que combinam soluções de diversas áreas (ambiente, eficiência energética, vida humana, por exemplo), tendo como desafio, no contexto urbano a promoção de mudanças centradas no utilizador (*smart cities*). Nesta abordagem, no contexto da acústica, os cidadãos utilizam os seus dispositivos móveis para a recolha de dados (por exemplo, dados sobre níveis sonoros e avaliações preceptivas do local, imagens e até registos áudio, com a respetiva georreferenciação), sendo os dados recolhidos carregados para um servidor, via Wi-Fi. O servidor recolhe e processa a informação de todos os participantes, de acordo com as metodologias definidas para o efeito, sendo os resultados obtidos utilizados na representação do fenómeno em estudo (mapeamento de ruído ou avaliação da paisagem sonora). Para uma visão geral dos principais benefícios, potenciais e de desvantagens da monitorização participativa em aplicações de mapeamento de ruído e avaliação da paisagem, pode ser consultada a referência [24]. Neste contexto, e no que respeita a monitorização de ruído, algumas questões tem sido levantadas, relativamente ao transdutor a utilizar (interno ou externo) [23], respetiva calibração e desempenho das aplicações para dispositivos móveis [24], características metrológicas do equipamento de medição de níveis sonoros [25]. Igualmente, e no que respeita à monitorização de níveis sonoros associados a áreas tranquilas, deve ser tida em conta a possibilidade de diminuição da exatidão na utilização de dispositivos móveis, devidos aos valores mais baixos de níveis sonoros. Este facto implica um maior cuidado nos dispositivos móveis a utilizar, bem como a seleção de metodologias apropriadas para a calibração dos sensores. Efetivamente, foram detetadas diferenças médias de -4 a 5 dB, entre medições realizadas com um dispositivo móvel e um sonómetro, para valores de nível sonoro continuo equivalente entre 45-80 dB(A), enquanto para níveis sonoros abaixo de 45 dB(A), estas diferenças aumentavam para a ordem dos 10 dB(A) [24]. No entanto, existem também grandes vantagens na aplicação deste tipo de abordagem, relativamente à recolha de informação percetual, no âmbito do conceito de paisagem sonora. De facto, nas aplicações para dispositivos móveis facilmente pode ser implementada a avaliação das qualidades afetivas preceptivas descritas na norma ISO/TS 12913-2 [17], complementadas com informação e apreciação qualitativa sobre fontes sonoras existentes, congruência do ambiente sonoro envolvente global (combinando aspetos acústicos, visuais, olfativos), para além de informação sobre os níveis sonoros e georreferenciação do local. Exemplo deste tipo de abordagem são as aplicações praticas resultantes dos projetos europeus CITI-SENSE (https://citi-sense.eu/), Noise-planet (https://noise-planet.org/index.html) e "Beyond the Noise: Open Source Soundscapes" (https://opensourcesoundscapes.org/). Todos estes três projetos combinaram a recolha de medições de níveis sonoros e avaliação percetiva dos utilizadores, o primeiro mais relacionado com o conforto acústico de espaços urbanos [26], o segundo mais relacionado com a classificação da agradabilidade de um evento específico e identificação de fontes sonoras presentes [9]. Relativamente ao último projeto [27], o seu objetivo específico foi a identificação, avaliação e planeamento de áreas tranquilas, em zonas urbanas, implementando os conceitos de ciência cidadã e paisagem sonora, para além medição de níveis

sonoros. Refira-se que os 2 últimos projetos produziram aplicações moveis que atualmente ainda estão disponíveis para utilização, via google play, com as designações NoiseCapture e Hush City.
Em último lugar, é de salientar a grande importância na aplicação deste tipo de abordagem no que respeita a capacitação das comunidades locais relativamente ao mapeamento e avaliação das áreas tranquilas próximas dos seus locais de residência, ou que frequentam regularmente.

5 Conclusões

A comunicação apresentada está subdividida em 3 partes, para além da introdução, onde são expostos os requisitos legislativos, que são a base de partida. Na primeira parte apresentam-se os conceitos para a identificação de áreas tranquilas, tendo como base as orientações da Agência Europeia do Ambiente, e outros documentos orientativos. É também apresentada a abordagem sobre a avaliação das paisagens sonoras, na identificação de áreas tranquilas. Ainda relativamente a esta última abordagem, é realizada uma revisão de literatura entre perceções positivas de paisagem sonora, e efeitos benéficos para a saúde e bem-estar. A segunda parte descreve os indicadores utilizados na identificação de áreas tranquilas, enquanto a terceira parte aborda a importância da ciência cidadã, na identificação e avaliação de áreas tranquilas, principalmente em zonas urbanas.

O mapeamento de ruído é uma ferramenta importante para identificar pontos "negros" relativamente a este descritor. No entanto, os indicadores utilizados, baseados exclusivamente nos níveis de pressão sonora, não têm informação sobre o ambiente acústico apercebido pelas pessoas que habitam (ou frequentam) estas áreas. O próprio conceito de área tranquila, estende-se para além dos níveis sonoros, incluído a avaliação percetiva e o potencial efeito positivo na saúde. No caso de áreas tranquilas em zonas rurais, usualmente com limites de ruído abaixo dos níveis limiares indicados na END, estas zonas aparecem simplesmente como pontos em branco nos mapas de ruído, supondo-se a associação a ambientes sonoros homogéneos, sem qualquer tipo de estratificação. No entanto, a utilização de indicadores ecoacusticos, na identificação das características de biofonia de um local, em complemento aos mapas de ruído, poderá constituir uma mais-valia na identificação de áreas tranquilas, especialmente nestas áreas em zonas rurais. Já, no caso de zonas urbanas, onde o ambiente sonoro é constituído por uma composição de sons originados por atividades humanas e sons naturais que podem ocorrer simultaneamente ou separadamente no mesmo espaço de tempo, a identificação de zonas tranquilas é mais complexa. Em parte, porque não existe uma única tipologia de áreas tranquilas, sendo necessário agrupar unidades de análise homogéneas, e identificar categorias para o estabelecimento de critérios de classificação. Para o efeito, o recurso à participação informada de cidadãos, e a combinação de métodos quantitativos e qualitativos de investigação da paisagem sonora, permitirá uma caracterização mais detalhada do ambiente sonoro, tendo em conta todas as fontes de ruído envolvidas, e a correspondente apreciação pelos utilizadores dos espaços. Adicionalmente, será possível associar efeitos positivos na saúde humana nas áreas assim identificadas. Outro aspeto positivo no recurso à participação informada de cidadãos é o aumento da consciência da comunidade sobre a importância de recuperar e proteger a tranquilidade nas zonas urbanas, aspetos este que não deixam de ser os principais objetivos da END.

Referências

[1] Diretiva 70/157/CE. Aproximação das legislações dos Estados-Membros respeitantes ao nível sonoro admissível e ao dispositivo de escape dos veículos a motor Conselho da União Europeia, Bruxelas, Bélgica, 1970.

[2] Diretiva 2002/49/CE. Avaliação e gestão do ruído ambiente (END). Parlamento Europeu e do Conselho da União Europeia, Bruxelas, Bélgica, 2020, atualizada 3-25-2020.

[3] European Environment Agency (2014). Good Practice Guide on Quiet Areas; Technical report No. 4/2014, ISBN 978-92-9213-424-2; European Environmental Agency, Copenhaga, Dinamarca.

[4] European Environment Agency (2016), Quiet Areas in Europe – The environment unaffected by noise pollution, Report No. 14/2016, ISBN 978-92-9213-745-8, Copenhaga, Dinamarca.

[5] World Health Organization Regional Office for Europe (2018). Environmental noise guidelines for the European Region. WHO/EURO:2018-3287-43046-60243, Copenhaga, Dinamarca.

[6] Lawrence, T.; Frucht, A.; Heying, D.; Schroer, K.; Gruehn, D. (2024). Acoustic Characterization of Potential Quiet Areas in Dortmund, Germany. Environments Vol 11 (4), 69.

[7] Brambilla, G.; Gallo.V. (2016). QUIETE: a scheme for a new index of the environmental quality of green áreas, Noise Mapping, vol 3, pp. 49-58.

[8] Radicchi, A. (2017). Beyond the noise: Open source soundscapes - A mixed methodology to analyse, evaluate and plan "everyday" quiet areas. Proceedings of Meetings on Acoustics. Boston, Massachusetts, 25-29 Junho, 2017

[9] Mascolo, A.; Rossi, D.; Grimaldi, M. (2023). Soundscape indicators assessment and mapping in a university campus. Forum Acusticum 2023, 10ª Convenção da Associação Europeia de Acústica Turim, 11-15 Setembro, pp.1039-1045.

[10] Sueur, J.; Farina, A.; Gasc, A.; Pieretti, N.; Pavoine, S.(2014). Acoustic Indices for Biodiversity Assessment and Landscape Investigation. Acta Acustica United with Acustica, vol. 100, pp. 772-781.

[11] Lippold, M.; Lawrence, B. (2019). Soundscape planning as a tool for urban planning as a tool for urban planning, International Conference on Acoustics, Aachen, Alemanha, 9 – 13 Setembro.

[12] Coensel, B; Boes. M.; Oldoni, D.;Botteldooren, D. (2013). Characterizing the soundscape of tranquil urban spaces. International Conference on Acoustics, Montreal, Canada, 2 - 7 June 2013

[13] Peeters, B.; Nusselder, R. (2022). Quiet areas, soundscaping and urban sound planning, Report No. M+P.BAFU.19.01.2 , European Network of the Heads of Environment Protection Agencies, Fevereiro 2022.

[14] Radicchi , A. (2018). Everyday Quiet Areas: What They Are and How They Can Be Integrated in Noise Action Plans. Internoise 2018, Chicago, 22-29 Agosto,

[15] Watts, G., Miah, A., Pheasant, R. (2013). Tranquillity and Soundscapes in Urban Green Spaces—Predicted and Actual Assessments from a Questionnaire Survey. Environment and Planning B: Planning and Design, 40(1), pp. 170-181.

[16] International Organization for Standardization (2014), ISO 12913 -1:2014 "Acoustics –Soundscape –Part 1:Definition and conceptual framework, International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland.

[17] International Organization for Standardization (2018). ISO/TS 12913-2:2018. Acoustics — Soundscape — Part 2: Data collection and reporting requirements; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland.

[18] International Organization for Standardization (2019). ISO/TS 12913-3. Acoustics — Soundscape — Part 3: Data analysis; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland.

[19] Antunes, S. Michalski, R.; Ulhôa, M.L.; Alves, S.; Ribeiro, L. (2023). A European and Brazilian cross-national investigation into the Portuguese translation of soundscape perceptual attributes within the SATP project, Applied Acoustics, vol. 211:109472,.

[20] Aletta, F.; Oberman, T.; Kang , J. (2018). Associations between Positive Health-Related Effects and Soundscapes Perceptual Constructs: A Systematic Review. Int. J. Environ. Res. Public Health, 15(11), 2392.

[21] Kogan, P.; Arenas, J.; Bermejo, F.; Hinalaf, M.;Turra,B. (2018). A Green Soundscape Index (GSI): The potential of assessing the perceived balance between natural sound and traffic noise. Sci Total Environ., vol.642, pp. 463-472.

[22] Brambilla, G.; Pedrielli , F. (2020). Smartphone-Based Participatory Soundscape Mapping for a More Sustainable Acoustic Environment, sustainability, Sustainability, 12, 7899.

[23] Kardous, C.; Shaw, P. (2016). Evaluation of smartphone sound measurement applications (apps) using external microphones – A follow-up Study. J Acoust Soc Am., 140(4), pp 327-333.

[24] Padilla-Ortiz, A.; Machuca-Tzili, F., Ibarra-Zarate, D. (2023). Smartphones, a tool for noise monitoring and noise mapping: an overview. International Journal of Environmental Science and Technology, 20, pp 3521-3536.

[25] Celestina, M.; Hrovata,J.; Kardousb, A. (2018).Smartphone-based sound level measurement apps: Evaluation of compliance with international sound level meter standards, Applied Acoustics 139, pp 119–128.

[26] Aspuru, I., García, I.; Herranz, K.;Santander, A. (2016). CITI-SENSE: methods and tools for empowering citizens to observe acoustic comfort in outdoor public spaces. Noise Mapping, vol. 3, no. 1, pp 37-48.

[27] Radicchi, A. .(2017). Hush City. A new mobile application to crowdsource and assess "everyday quiet areas" in cities. Conference: INVISIBLE PLACES 2017 SOUND, URBANISM AND SENSE OF PLACE, São Miguel, Portugal, April 2017, pp.505-521.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MODELIZACIÓN DEL RUIDO AMBIENTAL MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM), COMO HERRAMIENTA COMPLEMENTARIA A LOS ESTUDIOS REALIZADOS CON CNOSSOS-EU

Soto-Molina, Ignacio[1,2], Ausejo Prieto, Miguel[3], Arce Ruiz, Rosa María[2]

[1] Centro de Estudios de Técnicas Aplicadas (CETA-CEDEX), Madrid, España
{e-mail: ignacio.soto@cedex.es}
[2] Centro de Investigación del Transporte , TRANSyT, Universidad Politécnica de Madrid, España
{e-mail: rosa.arce.ruiz@upm.es}
[3] Eurocontrol SA
{e-mail: mausejo@eurocontrol.es}

Resumen

El presente estudio aborda la modelización del ruido ambiental mediante el Método de Elementos Finitos (FEM), como herramienta complementaria a los estudios realizados con CNOSSOS-EU para la evaluación del ruido. CNOSSOS-EU se enmarca en los modelos de predicción de ruido empíricos y semi-empíricos. Estos modelos se basan en fórmulas y algoritmos experimentales para estimar la propagación del ruido. Por el contrario, la metodología FEM emplea métodos puramente teóricos o basados en principios físicos fundamentales. A través de la implementación de FEM, se busca profundizar en el análisis de la propagación del ruido, considerando las complejidades físicas y geométricas específicas del entorno, las cuales son a menudo simplificadas o ignoradas en los modelos empíricos. El enfoque se centra en la comparación y validación de los resultados obtenidos mediante FEM con los proporcionados por CNOSSOS-EU, identificando discrepancias y analizando las causas subyacentes. Este proceso permite una comprensión más detallada de las dinámicas de propagación del ruido, facilitando la identificación de soluciones más precisas y efectivas para la mitigación del ruido ambiental. Los resultados preliminares indican que la integración de FEM con los estudios de CNOSSOS-EU potencia la capacidad de toma de decisiones y el diseño de estrategias de control de ruido.

Palabras clave: Modelización del ruido, Método de Elementos Finitos (FEM), CNOSSOS-EU.

Abstract

This study addresses the modelling of environmental noise using the Finite Element Method (FEM) as a complementary tool to the studies conducted with CNOSSOS-EU for noise assessment. CNOSSOS-EU falls within empirical and semi-empirical noise prediction models. These models rely on formulas and experimental algorithms to estimate noise propagation. In contrast, the FEM methodology employs purely theoretical methods or those based on fundamental physical principles. Through the implementation of FEM, this study aims to deepen the analysis of noise propagation, considering the specific physical and geometric complexities of the environment, which are often simplified or overlooked in empirical models. The focus is on comparing and validating the results obtained through FEM with those provided by CNOSSOS-EU, identifying discrepancies and analyzing the underlying causes. This process allows for a more detailed understanding of noise propagation dynamics, facilitating the identification of more precise and effective solutions for environmental noise mitigation. Preliminary results indicate that integrating FEM with CNOSSOS-EU studies enhances decision-making capabilities and the design of noise control strategies.

Keywords: Noise modelling, Finite Element Method (FEM), CNOSSOS-EU.

1 Introducción

La exposición prolongada al ruido ambiental está asociada con efectos adversos como estrés, trastornos del sueño y enfermedades cardiovasculares, afectando la calidad de vida [1]. La Unión Europea ha ido adoptando políticas para mitigar los efectos del ruido en la salud de las personas y el medio ambiente, destacando la Directiva 2002/49/CE, que establece el marco regulatorio de la evaluación y gestión del ruido ambiental, así como los métodos comunes de evaluación de este.

Desde 2018, CNOSSOS-EU es el método común estandarizado para evaluar el ruido ambiental en Europa, proporcionando un enfoque armonizado [2]. Aunque útil para los fines a los que ha sido diseñado, tiene limitaciones en la precisión de la propagación del sonido en entornos específicos [3]. Por su parte, los cálculos basados en el Método de los Elementos Finitos (FEM) han demostrado su eficacia en la modelización del ruido en entornos complejos [4]. A diferencia de CNOSSOS-EU, el FEM se basa en principios físicos, permitiendo un análisis detallado, posiblemente más apropiado en entornos complejos [5].

Otros métodos numéricos, como el Método de Diferencias Finitas (FDM), el Método de Volúmenes Finito (FVM) y el Método de Elementos de Borde (BEM), también son apropiados en la acústica ambiental [5]. A pesar de sus bondades, el FEM presenta desafíos como alto coste computacional y requisitos de conocimientos avanzados en las formulaciones y algoritmos que se manejan [6].

2 Objetivos

Esta comunicación presenta un avance de un estudio más ambicioso actualmente en desarrollo. El estudio explora el uso del Método de los Elementos Finitos (FEM) como complemento del método CNOSSOS-EU para una evaluación más detallada del ruido en entornos complejos. La integración del FEM podría mejorar la precisión de las evaluaciones, abordando las limitaciones de los modelos empíricos como CNOSSOS-EU, proporcionando una evaluación más precisa, especialmente en la modelización de medidas correctoras, como las pantallas acústicas.

Aunque existen estudios recientes sobre FEM aplicado a la acústica [7], y sobre la aplicación de CNOSSOS-EU y otros métodos empíricos[8], [9], [10], pocos combinan y comparan estas dos metodologías[11]. Por este motivo se considera novedoso el enfoque aplicado en este trabajo.

Esta comunicación se centra en poner de manifiesto las diferencias metodológicas entre ambos métodos y su previsible impacto en los resultados de la simulación.

3 METODOLOGÍA

Se aplican dos enfoques metodológicos, los métodos basados en la Ecuación de Onda implementados con FEM, y dentro de ellos tanto sistemas transitorios como estacionarios, y el método CNOSSOS-EU que aplica una combinación de ecuaciones basadas en la física y resultados experimentales.

La Ecuación de Onda y su derivada, la Ecuación de Helmholtz, se basan en el análisis físico-matemático de la propagación de ondas en el medio de propagación. La Ecuación de Onda se utiliza para modelar la propagación de las ondas sonoras en el tiempo y el espacio (sistemas transitorios), capturando la dinámica temporal de las ondas [12], [13]. La Ecuación de Helmholtz, se centra en la distribución espacial de la presión sonora o intensidad del campo sonoro a una frecuencia específica, siendo adecuada para estudios de estado estacionario [14], [15].

La forma más simple de la Ecuación de Onda (1), para un medio unidimensional puede expresarse como [16]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (1)$$

donde *u* es el desplazamiento de la onda en la posición *x* y en el tiempo *t*, y *c* es la velocidad de propagación de la onda en el medio.

La ecuación de Helmholtz (2) es una derivada parcial de la Ecuación de Onda. La forma general de la ecuación de Helmholtz [17] es:

$$\Delta^2 \psi + k^2 \psi = 0 \quad (2)$$

dónde Δ^2 es el operador laplaciano, ψ es la función de onda o el campo que se está estudiando y k^2 es el cuadrado del número de onda, que representa el número de ciclos de una onda por unidad de distancia.

Ambas ecuaciones requieren de la consideración de condiciones de contorno específicas, permitiendo el análisis detallado de la interacción del sonido con estructuras complejas [18] y el estudio adecuado de la propagación del sonido.

A diferencia de las ecuaciones descritas, los métodos empíricos se basan en la técnica de Ray Tracing para calcular una trayectoria sonora hipotética, desde la fuente al receptor, sobre la que se aplican los algoritmos del método. De esta manera, CNOSSOS-EU acelera el estudio de la propagación reduciendo el número de cálculos en cada punto del dominio y simplificando los mismos. El método analiza cómo estos rayos interactúan con el medio a través de reflexiones, refracciones y difracciones [2]. Por este motivo, habitualmente los modelos basados en métodos empíricos son computacionalmente mucho menos exigentes que los basados en FEM.

Aunque CNOSSOS-EU se enmarca en métodos semi-empíricos, que implican una simplificación de la realidad para explicar un fenómeno físico, no se trata de un modelo sencillo, ya que cada uno de los métodos anteriores está compuesto por un gran número de algoritmos, parámetros y condicionantes, siendo realmente complejo de implementar en software [19].
En este trabajo, ambos enfoques (FEM y CNOSSOS-EU) se han aplicado a un escenario tipo, con pantalla acústica, mediante los softwares Elmer FEM, para simulaciones FEM de las ecuaciones de Onda y Helmholtz, y Noise Modelling para simulaciones con CNOSSOS-EU.

El software Elmer FEM [20] fue desarrollado principalmente por el CSC - IT Center for Science en Finlandia y está diseñado para abordar simulaciones complejas en campos como la mecánica de fluidos, transferencia de calor, electromagnetismo y acústica, entre otros.

Noise Modelling [21] está diseñado para producir mapas de ruido ambiental de áreas urbanas, carreteras, ferrocarriles y fuentes industriales. El proyecto Noise Modelling es dirigido por acústicos de la Unidad Mixta de Investigación en Acústica Ambiental (UMRAE, Universidad Gustave Eiffel - CEREMA, Francia) y especialistas en Ciencias de la Información Geográfica del laboratorio Lab-STICC (CNRS - Equipo DECIDE, Francia). Noise Modelling ha sido utilizado en diversos trabajos académicos e institucionales, incluyendo los mapas estratégicos de ruido vial y ferroviario del gobierno francés, los cuales se actualizan periódicamente gracias a una base de datos nacional (PlaMADE) [22].

4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La Ecuación de Onda proporciona una serie temporal que muestra la evolución de la onda en cada frecuencia y paso de tiempo (**Figura 1**), útil para observar la dinámica del frente de onda y estudiar

fenómenos como la difracción y reflexión en diferentes frecuencias. A frecuencias bajas y en presencia de obstáculos cuya anchura es inferior a la longitud de onda, se aprecia una alta difracción, permitiendo que la onda supere obstáculos con poca atenuación del ruido.

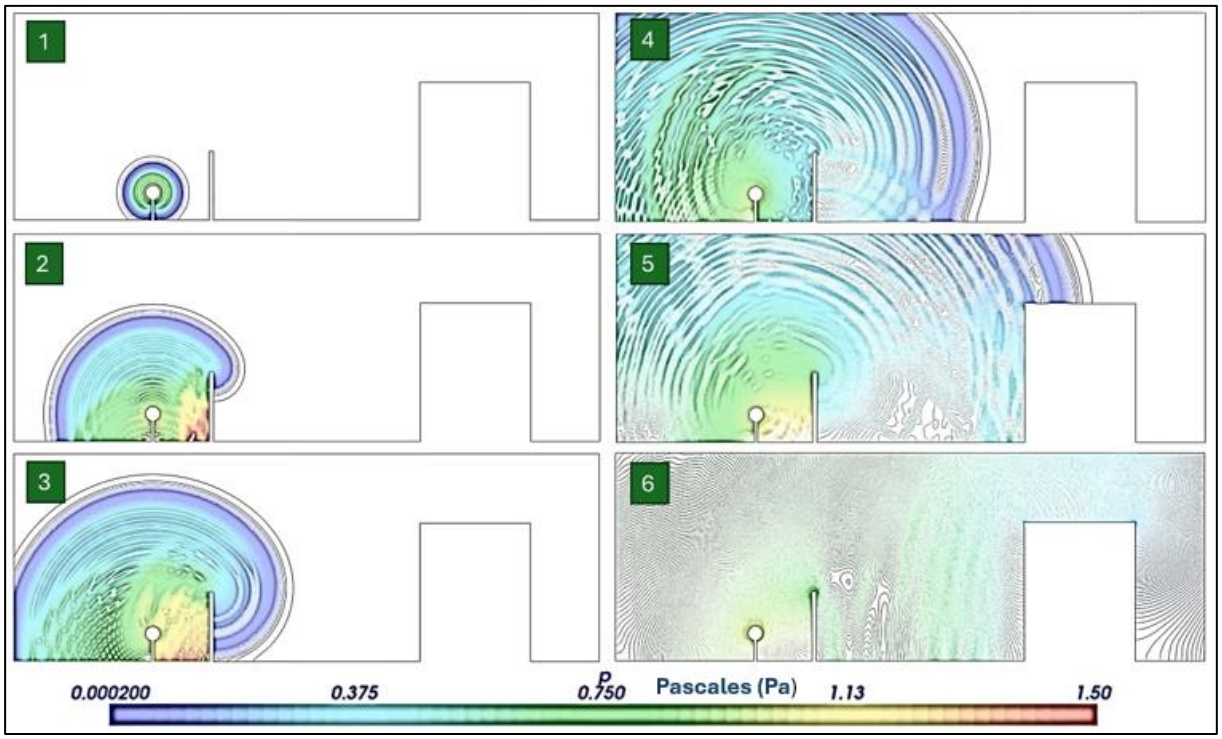


Figura 1: Simulación de propagación de onda de 500 Hz, con una potencia de emisión de 2 Pa (equivalente a 100 dB), y un tiempo de simulación total de 0.2 segundos. Capturas de pantalla cada 0.03 segundos. Software: Elmer FEM. Modelo: Ecuación de Onda.

Este efecto es la causa de la baja efectividad a bajas frecuencias en pantallas acústicas, y ha sido ampliamente estudiado [23]. En contraste, las medias y altas frecuencias muestran menos difracción y, por tanto, una mejor atenuación por obstáculos. Aunque la Ecuación de Onda es útil para entender la propagación, no es ideal para estudios de estado estacionario [24]. En este estudio, se utiliza principalmente para comprender la interacción de las ondas con el entorno acústico, en función del tiempo.

La Ecuación de Helmholtz ofrece un análisis de estado estacionario del campo de presión acústica en el dominio de la frecuencia, representando una situación de equilibrio independiente del tiempo (**Figura 2**). Esto es útil para evaluar la situación acústica a largo plazo, considerando una fuente de ruido en condiciones normales. Los resultados permiten comparar la presión sonora a diferentes frecuencias, mostrando el comportamiento diferente del sonido en función del rango de frecuencias estudiado.

CNOSSOS-EU está diseñado para obtener niveles sonoros medios ponderados A, a largo plazo, modelando el ruido en cada octava de 63 Hz a 8 kHz. Aunque los resultados (**Figura 3**) frecuencia a frecuencia pueden no ser totalmente precisos, en particular en frecuencias bajas, los resultados de nivel continuo equivalente global, ponderado A (LAeq), en cada periodo de evaluación (Lden, Ld, Le y Ln), son representativos de la realidad [25].

En el caso de las bajas frecuencias, también se observa que las longitudes de onda más cortas sufren menos atenuación que las medias y altas en presencia de obstáculos, aunque las diferencias con estas son menores.

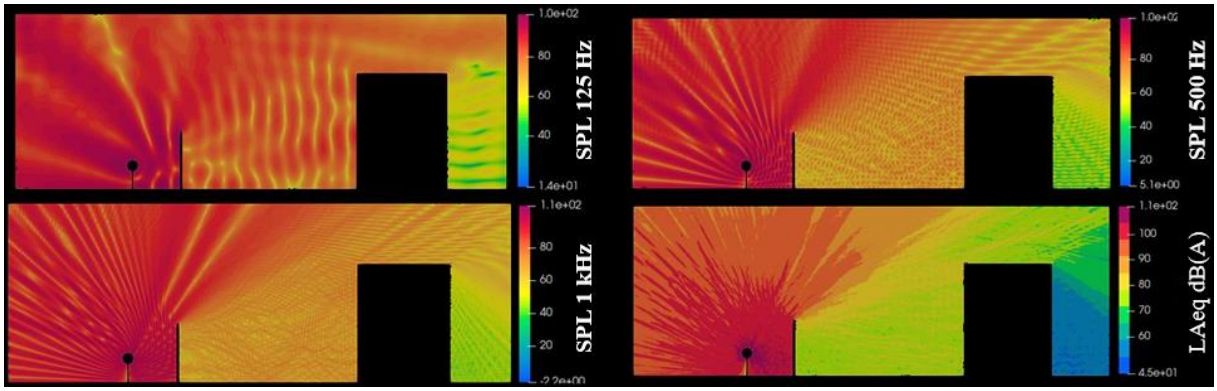


Figura 2: Simulación de propagación de onda con una potencia de emisión de 2 Pa (100 dB en todas las frecuencias). Se representan los resultados de 125 Hz, 500 Hz, 1 kHz (en dB), y LAeq (en dBA). Software: Elmer FEM. Modelo: Ecuación de Helmholtz.

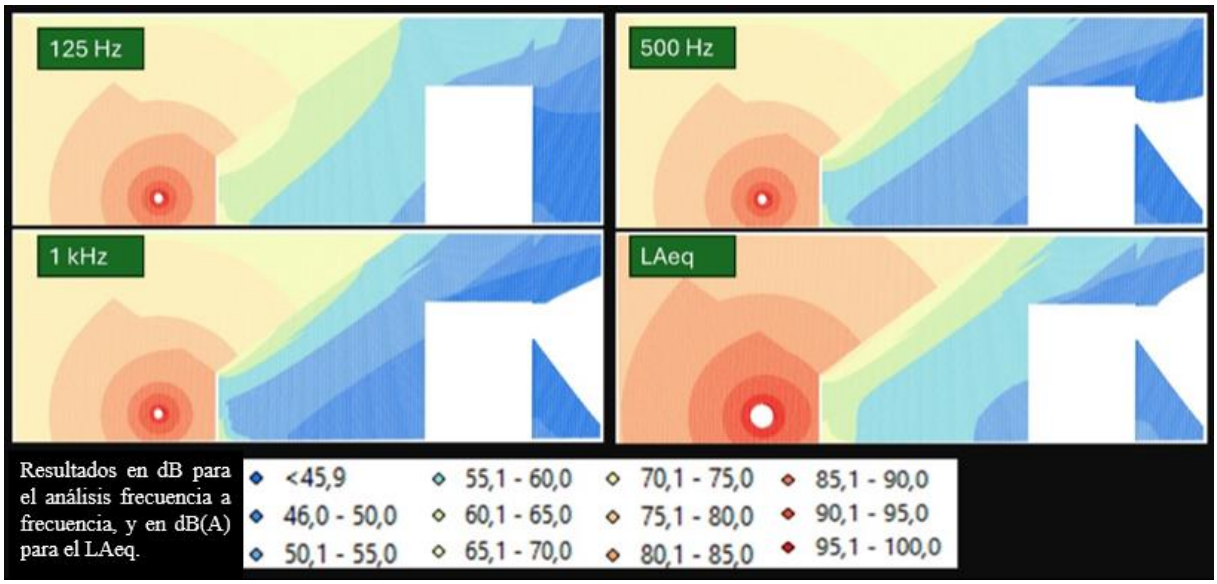


Figura 3: Simulación de propagación de onda con una potencia de emisión de 2 Pa (100 dB en todas las frecuencias). Se representan los resultados de 125 Hz, 500 Hz, 1 kHz (en dB), y LAeq (en dBA). Software: Noise Modelling. Modelo: CNOSSOS-EU.

Comparando los resultados de CNOSSOS-EU y FEM, se observan diferencias significativas en cuanto a la magnitud de los valores SPL y LAeq, arrojados por ambos modelos. Se aprecia también, sin embargo, coherencia en la magnitud de la atenuación, especialmente en frecuencias medias, sugiriendo una relación lineal en la variación del SPL a lo largo del escenario acústico.

5 CONCLUSIONES

Las diferencias fundamentales entre CNOSSOS-EU y los métodos basados en la Ecuación de Onda y Helmholtz se centran en la precisión y la finalidad de uso. CNOSSOS-EU es un método empírico que se enfoca en evaluaciones estratégicas a largo plazo, utilizando simplificaciones y técnicas como el Ray Tracing para obtener resultados rápidos y menos costosos computacionalmente. Esto lo hace menos preciso en el análisis frecuencial de la propagación del sonido, especialmente a frecuencias bajas.

En contraste, la Ecuación de Onda y Helmholtz, basadas en principios físico-matemáticos, permiten un análisis detallado y preciso de la propagación del sonido, capturando complejidades como la difracción

y la reflexión. Los métodos FEM son más adecuados para estudios detallados en entornos acústicos complejos, aunque requieren mayores recursos computacionales y tiempo. La Ecuación de Onda es particularmente útil para estudios transitorios, mientras que Helmholtz es apropiado para el estado estacionario. Ambos enfoques, aunque más precisos en el análisis frecuencial, no están diseñados para las evaluaciones globales a largo plazo, y de grandes superficies, que CNOSSOS-EU maneja más eficientemente.

REFERENCIAS

[1] C. Clark and K. Paunovic, 'WHO Environmental Noise Guidelines for the European Region: A Systematic Review on Environmental Noise and Quality of Life, Wellbeing and Mental Health', *Int J Environ Res Public Health*, vol. 15, no. 11, p. 2400, Oct. 2018, doi: 10.3390/ijerph15112400.

[2] S. Kephalopoulos, M. Paviotti, and F. Anfosso-Lédée, 'Common Noise Assessment Methods in Europe (CNOSSOS-EU)', European Commission, 2012. doi: https://doi.org/10.2788/32029.

[3] S. Venkataraman, R. Rumpler, S. Leth, M. Toward, and T. Bustad, 'Improving strategic noise mapping of railway noise in Europe: Refining CNOSSOS-EU calculations using TWINS', *Science of The Total Environment*, vol. 839, p. 156216, 2022, doi: https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2022.156216.

[4] A. G. Prinn, 'A Review of Finite Element Methods for Room Acoustics', *Acoustics*, vol. 5, no. 2, pp. 367–395, Apr. 2023, doi: 10.3390/acoustics5020022.

[5] S. Marburg and B. Nolte, *Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids - Finite and Boundary Element Methods*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008. doi: 10.1007/978-3-540-77448-8.

[6] G. C. Diwan and M. S. Mohamed, 'Iterative solution of Helmholtz problem with high-order isogeometric analysis and finite element method at mid-range frequencies', *Comput Methods Appl Mech Eng*, vol. 363, p. 112855, May 2020, doi: 10.1016/j.cma.2020.112855.

[7] Y.-Q. Zhou and W.-Y. Luo, 'A finite element model for underwater sound propagation in 2-D environment', *J Mar Sci Eng*, vol. 9, no. 9, p. 956, 2021.

[8] J. Phillips, J. Trow, and S. Shilton, 'Sensitivity of Input Parameter on CNOSSOS-EU Railway Emission Levels', in *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, Feb. 2023, pp. 4698–4705. doi: 10.3397/IN_2022_0679.

[9] E. Hartog Van Banda, 'The three methods of calculating population exposure according to CNOSSOS-EU', in *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, Feb. 2023, pp. 3999–4005. doi: 10.3397/IN_2022_0570.

[10] A. Tévar, M. Ausejo, L. Simón Otegui, and R. Morales, 'Benchmark tests to decide the best technology to be applied in large strategic noise mapping', Aug. 2019. Accessed: Sep. 17, 2023. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/337544789_Benchmark_tests_to_decide_the_best_technology_to_be_applied_in_large_strategic_noise_mapping

[11] E. Salomons, A. Eisses, and F. van Der Eerden, 'Effects of Tilted Noise Barriers on Road Traffic Noise', in *Forum Acusticum*, 2020, pp. 439–446.

[12] J. le R. d'Alembert, 'Recherches sur la courbe que forme une corde tendue mise en vibration', 1747.

[13] D. R. Lynch and W. G. Gray, 'A wave equation model for finite element tidal computations', *Comput Fluids*, vol. 7, no. 3, pp. 207–228, 1979.

[14] H. Helmholtz, *Wissenschaftliche Abhandlungen*, vol. 1. JA Barth, 1882.

[15] D. Appelo, F. Garcia, and O. Runborg, 'WaveHoltz: Iterative solution of the Helmholtz equation via the wave equation', *SIAM Journal on Scientific Computing*, vol. 42, no. 4, pp. A1950–A1983, 2020.

[16] W. A. Strauss, *Partial differential equations: An introduction*. John Wiley & Sons, 2007.

[17] L. E. Kinsler, A. R. Frey, A. B. Coppens, and J. V Sanders, *Fundamentals of acoustics*. John wiley & sons, 2000.

[18] R. Kechroud, A. Soulaimani, Y. Saad, and S. Gowda, 'Preconditioning techniques for the solution of the Helmholtz equation by the finite element method', *Math Comput Simul*, vol. 65, no. 4–5, pp. 303–321, May 2004, doi: 10.1016/j.matcom.2004.01.004.

[19] W. N. Probst, 'Quality assurance for sound calculation software and its limitations', in *Engineering, Computer Science*, Engineering, Computer Science, 2019. [Online]. Available: https://api.semanticscholar.org/CorpusID:208003896

[20] Peter Råback and Mika Malinen, 'Elmer Documentation: Overview of Elmer', Apr. 2023. Accessed: Apr. 04, 2024. [Online]. Available: https://www.elmerfem.org/blog/documentation/

[21] P. Aumond, N. Fortin, and A. Can, 'Overview of the NoiseModelling open-source software version 3 and its applications.', in *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, 2020, pp. 2005–2011.

[22] P. Aumond *et al.*, 'Strategic noise mapping in France to 2023: Coupling a national database with the open-source software NoiseModelling', Aug. 2022. Accessed: Aug. 29, 2023. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/362733377_Strategic_noise_mapping_in_France_to_2023_Coupling_a_national_database_with_the_open-source_software_NoiseModelling

[23] S. Sohrabi, T. Pàmies Gómez, and J. Romeu Garbí, 'Suitability of Active Noise Barriers for Construction Sites', *Applied Sciences*, vol. 10, no. 18, 2020, doi: 10.3390/app10186160.

[24] S. Zhang, J. Zhu, and C.-W. Shu, 'A brief review on the convergence to steady state solutions of Euler equations with high-order WENO schemes', *Advances in Aerodynamics*, vol. 1, Jun. 2019, doi: 10.1186/s42774-019-0019-2.

[25] T. Džambas, A. Č. Ivančev, V. Dragčević, and Š. Bezina, 'Analysis of road traffic noise in an urban area in Croatia using different noise prediction models', *Noise mapping*, vol. 11, no. 1, p. 20240003, 2024.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

INSTRUÇÃO DE PROCESSOS NO ÂMBITO DO RJUE – PROPOSTA DE METODOLOGIA E CONTEÚDO DE UM "ESTUDO QUE ATESTE A CONFORMIDADE COM O RGR"

Daniela D. Maio[1], Rui Calejo. Rodrigues[2]

[1]SOPSEC SA
{ daniela.maio@sopsec.pt }
[2]CONSTRUCT – Instituto de I&D em Estruturas e Construções.
{ calejo@fe.up.pt }

Resumo
O DL n.º 10/2024 procede à reforma e simplificação dos licenciamentos no âmbito do urbanismo e ordenamento do território. A Portaria 71-A/2024 vem estabelecer os elementos instrutórios dos procedimentos previstos no RJUE, revogando a Portaria n.º 113/2015. Trata-se de um documento extenso que aborda a documentação necessária para instrução dos processos relacionados com a utilização e ocupação do espaço urbano. Alguns desses têm implicação com as caraterísticas no domínio acústico das intervenções a licenciar, em particular com o ruído urbano. Neste diploma surge um novo documento designado "Estudo que ateste a conformidade com o RGR – EAC-RGR", e para além da simples designação, nenhuma outra indicação sobre a sua estrutura ou conteúdo são apresentadas.

Entende-se assim desenvolver uma análise fundamentadora da referida documentação, começando por individualizar no diploma legal como e quando este documento deve ser submetido de forma a fundamentar uma estrutura e respetivo conteúdo que permita orientar aos respetivos subscritores e entidades licenciadoras. Ilustra-se a proposta apresentada com um caso de estudo.

Palavras-chave: Acústica Ambiental, Licenciamento Urbano, EAC-RGR.

Abstract
DL No. 10/2024 reforms and simplifies licensing within the scope of urban planning and spatial planning. Ordinance 71-A/2024 establishes the instructional elements of the procedures provided for in the RJUE, revoking Ordinance no. 113/2015. This is an extensive document that covers the documentation necessary to carry out permits related to the use and occupation of urban space. Some of these have implications for the acoustic characteristics of the interventions, in particular with urban noise. This diploma contains a new document intitled "Study that attests to compliance with RGR" and beyond the simple designation, no other indications about their structure or content are presented.

This study aims to develop a fundamental analysis of the proposed documentation, starting by identifying in the legal diploma which and when this must be submitted and propose a structure and content to be a beacon for subscribers and authorities. The proposed structure is illustrated with a case study.

Keywords: Environmental Acoustics, Urban Licensing, Study that attests to compliance with RGR.

PACS no. 43.50.Rq, 43.50.Sr

1 Introdução

1.1 Enquadramento da problemática

A recente portaria 71-A de 27de fevereiro [1] vem alterar o regime legal que acompanha os processos de licenciamento previstos no RJUE e introduz alteração ao nível dos instrumentos relacionados com o comportamento acústico. Em particular, além de manter a necessidade de Termos, Estudo que Demonstre o cumprimento do RGR e Projeto de Condicionamento Acústico, vem introduzir um novo documento, o Estudo que ateste o cumprimento do RGR. Mas que estudo é este, e o que o compõe? Qual a diferença entre um estudo que ateste e um estudo que demonstre?

1.2 Revisão do conhecimento

Uma vez que se trata de um documento normativo recente, ainda não existe Estado da Arte aprofundado sobre o tema. A Ordem dos Engenheiros promoveu, integrado nas suas últimas Jornadas de Acústica realizadas em Faro a 19 de abril, uma sessão de esclarecimentos subordinada ao tema das alterações legislativas, onde identifica as fases em que a Engenharia Acústica é chamada a desenvolver um parecer (termo, estudo que ateste, estudo que demonstre, realização de projeto) mas não estabelece com clareza as diferenças entre os dois estudos (o que ateste e o que demonstra a conformidade com o RGR), deixando ao critério do autor, que deverá estar em linha com as melhores práticas de acordo com o código de ética e deontologia da profissão [2].

1.3 Objetivos e âmbito

Pretende-se com este artigo propor uma estrutura e o respetivo conteúdo que permita aos respetivos subscritores e às entidades licenciadoras conhecerem em detalhe o que é esperado constituir um Estudo que ateste a conformidade com o RGR, a partir de agora denominado EAC-RGR.

2 Caracterização descritiva dos elementos em causa

2.1 Quadro-síntese

Nos quadros seguintes apresenta-se, em matriz, as diferentes fases dos procedimentos administrativos e que documentos são solicitados em cada uma, chamando especial atenção para o EAC-RGR:

Quadro 1 - Elementos instrutores do Pedido de Informação Prévia

	II — Elementos específicos do Pedido de Informação Prévia (requerida nos termos do n.º 2 do artigo 14.º do RJUE)					
	9 - No caso de operações de loteamento em área abrangida por PU ou PDM:	10 — No caso de obras de urbanização:	11 — No caso de obras de edificação:	12 — No caso de obras de demolição:	13 — No caso de obras de outras operações urbanísticas:	14 — No caso de alteração de utilização:

Estudo que ateste que a execução da **operação de loteamento** se conforma com o RGR, aprovado pelo DL n.º 9/2007, de 17 de janeiro, na sua redação atual;	**SIM**					
Estudo que ateste que a execução das **obras de urbanização** se conforma com o disposto no RGR, aprovado pelo DL n.º 9/2007, de 17 de janeiro, na sua redação atual		**SIM**				
Estudo que ateste que a execução das obras de urbanização **(edificação)** se conforma com o disposto no RGR, aprovado pelo DL n.º 9/2007, de 17 de janeiro, na sua redação atual			**SIM**			
Estudo que ateste da conformidade da **operação** com o RGR, aprovado pelo DL n.º 9/2007, de 17 de janeiro, na sua redação atual					**SIM**	
Termo de responsabilidade subscrito por pessoa legalmente habilitada a ser autor de projeto quanto ao cumprimento das disposições legais e regulamentares aplicáveis				**SIM**		**SIM**

Quadro 2 - Elementos instrutores do Licenciamento

	III — Elementos específicos do licenciamento					
	15 — No caso de operações de loteamento:	16 — No caso de obras de urbanização:	17 — No caso de obras de edificação, para efeitos de aprovação do projeto de arquitetura	18 — No caso de obras de edificação, na sequência da aprovação do projeto de arquitetura, projetos de especialidades em função do tipo de obra a executar:	19 — No caso de obras de demolição:	20 — No caso de trabalhos de remodelação de terrenos:
Termo de responsabilidade subscrito por pessoa legalmente habilitada a ser autor de projeto quanto ao cumprimento das disposições legais e					**SIM**	**SIM**

regulamentares aplicáveis						
Estudo que demonstre a conformidade com o RGR, contendo informação acústica relativa à situação atual e à decorrente da execução da **operação de loteamento**	**SIM**					
Estudo que ateste que a execução das **obras de urbanização** se conforma com o RGR, aprovado pelo DL n.º 9/2007, de 17 de janeiro, na sua redação atual		**SIM**				
Estudo que ateste da conformidade da operação com o RGR, aprovado pelo DL n.º 9/2007, de 17 de janeiro, na sua redação atual			**SIM**			
Projeto de condicionamento acústico;				**SIM**		

Quadro 3 - Elementos instrutores da Comunicação Prévia

	IV — Elementos específicos da comunicação prévia					
	22 — No caso de operações de loteamento:	23 — No caso de obras de urbanização:	24 — No caso de trabalhos de remodelação de terrenos:	25 - No caso de comunicação prévia de obras de edificação:	26 — No caso de obras de demolição:	27 — No caso de comunicação prévia de outras operações urbanísticas:
Termo de responsabilidade subscrito por pessoa legalmente habilitada a ser autor de projeto quanto ao cumprimento das disposições legais e regulamentares aplicáveis	**SIM**		**SIM**		**SIM**	**SIM**
Projeto de condicionamento acústico;		**SIM**		**SIM**		

Quadro 4 - Elementos instrutores da Licença de utilização ou Comunicação de obras

	V — Elementos específicos dos pedidos de utilização e alteração de utilização		**VI — Comunicação de início de obras (com e sem controlo prévio)**
	28 — No caso de utilização de edifício ou fração após operação urbanística sujeita a controlo prévio:	29 - No caso de alteração à utilização de edifício ou fração sem operação urbanística prévia	30 — Da comunicação do promotor dirigida ao presidente da câmara municipal, para dar cumprimento ao disposto nos artigos 80.º e 80.º -A do RJUE, deve constar, pelo menos, a seguinte informação:

		ou de utilização de edifício ou fração isentos de controlo prévio urbanístico:	
Termo de responsabilidade, subscrito por pessoa legalmente habilitada a ser autor de projeto, nos termos do regime jurídico que define a qualificação profissional exigível aos técnicos responsáveis pela elaboração e subscrição de projetos, que declare		**SIM**	

Verifica-se assim que existem seis momentos em que o legislador refere a necessidade de apresentar um EAC-RGR, são eles:

a) PIP – no caso de operações de loteamento em área abrangida por PU ou PDM
b) PIP - no caso de operações de urbanização
c) PIP – no caso de operações de edificação
d) PIP – no caso de obras de outras operações urbanísticas
e) Licenciamento de obras de urbanização
f) Licenciamento no caso de obras de edificação para efeitos de aprovação do projeto de Arquitetura

Em todos estes casos, a anterior portaria, Portaria 113/2015 de 22 de abril [3], pedia um termo de responsabilidade de técnico legalmente habilitado a subscrever projetos que ateste da conformidade com o Regulamento Geral do Ruído. Há, portanto, uma alteração importante que o legislador introduz passando de um termo para um estudo.

2.2 Proposta e detalhe de um EAC-RGR

Uma vez que não se encontra caraterizado no seu conteúdo, deixando por isso ao cuidado do respetivo autor essa interpretação, entende-se necessário um esclarecimento e interpreta-se um "***Estudo que ateste a conformidade com o RGR***" como sendo um estudo analítico, não um termo, nem um estudo demonstrador.

Este estudo constitui-se como uma análise dos elementos técnicos disponíveis, nomeadamente, Plano Diretor Municipal PDM ou equivalente, Classificação Acústica de Zonas Urbanas, Mapas de Ruído, Mapas de Conflito e Planos de Redução de Ruído, entre outros do estilo que possam estar disponíveis.

Existindo uma semelhança de designação entre um EAC-RGR e um EDC-RCR entende-se proceder a uma comparação para evidência da respetiva diferença. Como base, um estudo **demonstrador** deve ser munido de cálculos e de medições laboratoriais para demonstrar as respetivas pretensões enquanto que um estudo que se limite a **atestar** deve recorrer às fontes de informação disponíveis e (no caso de serem suficientes) fazer a respetiva análise no sentido da conformidade que se pretende atestar. Note-se, contudo, que no caso de não existirem fontes disponíveis um estudo que ateste não pode ser emitido (pois não há elementos de análise) devendo em contrapartida dar lugar a um estudo que demonstre.

Quadro 5 - Comparativo entre estrutura de um estudo que ateste e um estudo que demonstre

Estudo que Ateste	Estudo que Demonstre
INTRODUÇÃO - Enquadramento - Objeto - Caracterização da envolvente próxima - Lista da informação consultada	INTRODUÇÃO - Enquadramento - Objeto - Caracterização da envolvente próxima - Lista da informação consultada
QUADRO REGULAMENTAR - Classificação municipal	QUADRO REGULAMENTAR - Classificação municipal
CARACTERIZAÇÃO EM TERMOS DE EMISSÃO SONORA - Descrição das fontes emissoras previsíveis - Descrição do ambiente ruidoso pré-existente (por consulta a mapas de ruído existentes e disponibilizados pelo município)	CARACTERIZAÇÃO DO AMBIENTE ACÚSTICO EXTERIOR - Mapas de Ruído – Situação Atual - Campanha de Medições – Situação Atual - Modelação – Situação Atual - Modelação – Situação Previsível
ESTUDO DA CONFORMIDADE COM O RGR - Classificação da zona - Definição de critérios de conformidade (artigo 11º, artigo 12º e artigo 13º)	AVALIAÇÃO ACÚSTICA DAS SITUAÇÕES ESPECÍFICAS DE RUÍDO - Situação Atual - Situação Previsível - Acréscimos de ruído resultantes da edificação prevista
Declaração de conformidade	Avaliação da Adequação do Local

3 Casos de estudo para um EAC-RGR

3.1 Breve descrição dos casos de estudo

Como forma de expor o conteúdo proposto para o EAC-RGR e evidenciar a sua diferença com o EDC-RGR entende-se apresentar duas situações reais:

Caso A – pedido de elaboração de EAC-RGR no âmbito de PIP para operação de edificação estando disponíveis informações para analisar
Caso B - pedido de elaboração de EAC-RGR no âmbito de pedido de Licenciamento para obras de edificação, para efeitos de aprovação do projeto de Arquitetura, não estando disponíveis informações par analisar remetendo por isso para um EDC-RGR

Por questões de proteção de dados não se identificam os locais e alteram-se pormenores com o objetivo de descaraterizar os casos bem assim como salientar os aspetos didáticos deste trabalho.

3.2 Aplicação do conteúdo proposto

Em qualquer das situações, o primeiro passo será o de enquadrar os elementos solicitados e averiguar qual a informação que as câmaras municipais disponibilizam.

No caso A, a localização do objeto de estudo (um edifício comercial) é no município XX; no caso B a localização do objeto de estudo (uma ampliação) é no município YY.

Exemplo A

1. INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento e objeto de estudo

No presente documento apresenta-se o *"EAC-RGR: Estudo que ateste que a execução das obras de urbanização se conforma com o disposto, no Regulamento Geral do Ruído"*, no âmbito da operação urbanística de construção de um edifício de comércio e serviços localizado no município XX.

Visa este documento atestar a adequação do local à operação urbanística referida tendo em atenção as especificações do RGR.

Recorreu-se à análise de dados de ruído provenientes do Plano de Pormenor existente.



Imagem aérea do local de implantação



PIP de 2021

Figura 1 – identificação do local

1.2 Caracterização da envolvente próxima

O local de implantação situa-se em perímetro urbano com uma área total de cerca de 20.000m^2 Trata-se de uma parcela de terreno com as seguintes confrontações:

- Noroeste: Traseiras das habitações da rua …
- Sudoeste: Rua de …
- Sul: Via de acesso …
- Este: Futuro … – Equipamento

A parcela de terreno em estudo é classificada no Plano Diretor Municipal como "Uso Terciário ". Nas proximidades, a Norte intermediado pela futura Rua … prevê-se a instalação de edifícios de habitação e mistos. Do ponto de vista acústico o local é caraterizado pela emissão sonora dos eixos viários envolventes nomeadamente:

- Via de acesso …
- Rua …

Não se prevê ou é inexistente ruído proveniente de indústria ou aviação.

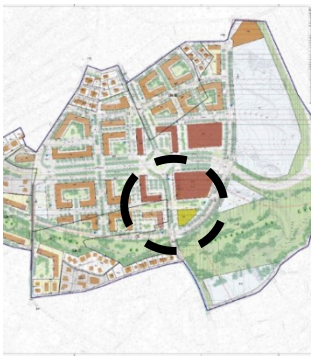


Figura 2 - Informação sobre natureza urbana do local (fonte: …)

1.3 Principal informação analisada

O desenvolvimento deste estudo teve por base a seguinte informação base:

Quadro 6 – informação base consultada

Documento	**Data**
PLANO DIRETOR MUNICIPAL	2021
Plano de Pormenor - Estudo Acústico	2017

2. CARACTERIZAÇÃO DE PROPOSTA DE INTERVENÇÃO EM TERMOS DE EMISSÃO SONORA E DE EXPOSIÇÃO AO RUÍDO

2.1 Descrição das fontes emissoras

A intervenção urbana proposta exibe como caraterísticas de emissão sonora para o exterior as seguintes:

- Trânsito no acesso e saída de clientes
- Trânsito no acesso e saída de fornecedores
- Equipamentos de frio
- Equipamentos de condicionamento térmico

Não é expectável a existência de:

- Equipamentos de difusão sonora para o exterior (colunas de som);
- Equipamentos de compactação de resíduos ou outros.

2.2 Descrição do ambiente ruidoso pré-existente

Em termos de fontes de ruído condicionantes dos níveis sonoros previsíveis (na área em estudo e na envolvente próxima) obtidos na Memória Descritiva do Mapa de Ruído identificam-se as seguintes:

Quadro 7 - volume de tráfego das vias em análise

VIA DE TRÁFEGO	TMDH P.dia.	TMDH P.ent.	TMDH P.not	%p P.dia	%p P.ent.	%p P.not	Vel Lig.	Vel. Pes.
Rua …	627	424	111	3.0	3.0	3.0	50	45
Via Acesso	949	642	168	3.6	3.6	3.6	50	50
Via …	1873	1021	351	3.0	0.8	2.2	100	80

A circulação na via… embora afete o campo sonoro no local da operação urbana, fá-lo de forma remota num segundo nível de perceção face à via de acesso e à Rua … que afetam diretamente o local.

O cenário de exposição ao ruído pode ser analisado nos Mapas de Ruído cujas imagens se seguem.

Reproduzem-se os mapas previsionais para o ano horizonte do estudo.

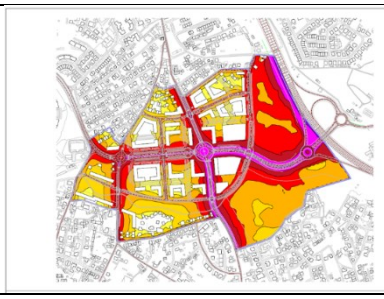
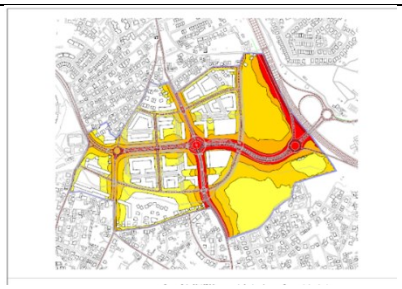
	
Excerto do Mapa de Ruído L_{DEN} previsão	Excerto do Mapa de Ruído L_N previsão

Figura 3 – mapas de ruído previsionais em vigor

Observa-se que na zona do terreno objeto da operação urbana em causa, se preveem valores do parâmetro Lden a variar entre os 50 dB(A)e os 70 dB(A) predominando valores no intervalo [55;65] dB(A).

Observa-se ainda que no mesmo terreno se preveem valores do parâmetro Ln a variar entre os 45 dB(A)e os 65 dB(A) predominando valores no intervalo [50;65] dB(A).

3. QUADRO REGULAMENTAR

No caso de empreendimentos desta natureza são definidos dois tipos de exigências distintas:

- Emissão de ruído para a envolvente exterior associada à atividade propriamente dita;
- Adequação do local à atividade que se pretende instalar.

Atendendo ao conteúdo do RGR salientam-se, dada a sua pertinência, os artigos seguidamente destacados:

Quadro 8 – quadro regulamentar

Regulamento Geral do Ruído - RGR	
Artigo 2.º, 1- c)	O Regulamento aplica-se às atividades ruidosas permanentes e temporárias e a outras fontes de ruído suscetíveis de causar incomodidade, designadamente: c) Laboração de estabelecimentos industriais, comerciais e de serviços.
Artigo 6.º, 2-	Estão os municípios obrigados a estabelecer nos planos municipais de ordenamento do território a classificação, a delimitação e a disciplina das zonas sensíveis e das zonas mistas.
Artigo 11.º, 1- a)	Em função da classificação de uma zona como mista ou sensível, devem ser respeitados os seguintes valores limite de exposição: As zonas mistas não devem ficar expostas a ruído ambiente exterior, $L_{DEN} \leq$ 65 dB(A) e $L_N \leq$ 55 dB(A). As zonas sensíveis não devem ficar expostas a ruído ambiente exterior, $L_{DEN} \leq$ 55 dB(A) e $L_N \leq$ 45 dB(A). Até à classificação das zonas, para efeitos de verificação do valor limite de exposição, aplicam-se aos recetores sensíveis os valores limite de $L_{DEN} \leq$ 63 dB(A) e $L_N \leq$ 53 dB(A).
Artigo 12.º, 6	É interdito o licenciamento ou a autorização de novos edifícios habitacionais, bem como de novas escolas, hospitais ou similares e espaços de lazer enquanto se verifique violação dos valores limite fixados no artigo anterior.

Artigo 13.º, 1- a) e b)	A instalação e o exercício de atividades ruidosas permanentes em zonas mistas, nas envolventes das zonas sensíveis ou mistas ou na proximidade dos recetores sensíveis isolados estão sujeitos: Ao cumprimento dos valores limite fixados no Artigo 11.º, e Ao cumprimento do critério de incomodidade.

4. ESTUDO DA CONFORMIDADE COM O RGR

4.1 Classificação da zona

O terreno em estudo e a sua envolvente próxima estão classificados, como ZONA MISTA. Nesta zona os valores limite são de 65 dB (A) para Lden e de 55 dB(A) para Ln.

É com base nesta consulta que é ainda possível identificar a zona como ZONA DE CONFLITO, ou seja, são excedidos os valores limite estabelecidos em cerca de 5 dB(A).



Figura 4 - Excerto e planta de classificação acústica do município zona sensível e zona mista

4.2 Definição de critérios de conformidade

Estão em causa dois critérios, o critério dos valores limite (artigo 11º do RGR) o critério de incomodidade (artigo 13º do RGR).

- **critério dos valores limite (artigo 11º do RGR)**

Seguidamente apresenta-se um quadro identificando os limites associados à classificação da zona em estudo.

Critério dos Valores Limite de Exposição		
ZONA MISTA Artigo 11.º, 1- a) e Plano	Valores de referência, dB(A)	
	Diurno – Entardecer – Noturno L_{DEN}	Noturno L_N
L_{Aeq}	≤ 65	≤ 55

Ora, conclui-se por isso que a pretensão urbana em estudo se insere numa zona de excesso de exposição ao ruído motivado fundamentalmente pela circulação de tráfego rodoviário na envolvente.

Embora não seja aplicado o critério de interdição de licenciamento conforme artigo 12º alínea 6 (que se destina apenas a novos edifícios habitacionais, bem como novas escolas, hospitais ou similares e espaços de lazer) entende-se que a atividade a instalar não deve agravar esta situação de sobre-exposição.

Assim sendo:

Edifício de comércio
Considerando que o fluxo médio diário de clientes do espaço comercial se centra em 250/dia, admitindo por segurança 1 veículo por cliente e um período de laboração de 13 horas, aceita-se como razoável um aumento médio de (250/13) * 2 = 38 veículos por hora. Considerando que 80% desses clientes já lá passam e só há 20% de atratividade, este aumento de 8 veículos no período diurno corresponde a cerca de 1% do valor considerado nos mapas de ruído no arruamento de acesso no período diurno de 627 veículos. NOTA: Volume de clientes e percentagens de atração são informações disponibilizadas pelo requerente (neste caso são simulações para proteção de dados).

Em termos de emissão sonora este aumento de veículos é insignificante.

No que diz respeito à circulação de cargas e descargas de fornecedores, entende-se que não afetam o cenário referido pois são pouco expressivas em termos médios. Já no que se refere à operação de carga ou descarga propriamente dita, trata-se de uma questão de incomodidade.

- **critério de incomodidade (artigo 13º do RGR)**

Em face das fontes identificadas e admitindo-se a não existência de sonorização exterior não é plausível que se gerem situações de incomodidade nos recetores sensíveis mais próximos.
A operação de carga ou descarga, potencialmente a mais preocupante, entende-se ser razoável aceitar que não influencie os recetores sensíveis mais próximos pois a previsível localização não confronta diretamente com os referidos recetores que se situam a mais de 400m.

Não obstante, tais preocupações têm total cabimento em sede de Projeto de Condicionamento Acústico que deve instruir o processo de licenciamento da edificação.

5. DECLARAÇÃO DA CONFORMIDADE COM O RGR
Em face do estudo efetuado conclui-se:

- a informação disponível é suficiente para o presente estudo;
- é possível atestar que a operação urbanística que consta da ocupação de um terreno destinado a uma operação urbanística relativa a EDIFÍCIO DE COMÉRCIO E SERVIÇOS, está conforme o Regulamento Geral de Ruído aprovado pelo Decreto-Lei n.º 9/ 2007, de 17 de janeiro, na sua redação atual.

Exemplo B
O segundo exemplo analisado é inserido no âmbito do um licenciamento de obras de edificação para a ampliação de um edifício de comércio e serviços localizado no município YY.

Ora, uma vez que o município não disponibiliza nenhuma informação sobre ruído (Plano Diretor Municipal, Mapa de Ruído, Mapa de conflito ou planos de minimização) não é possível concluir sobre a conformidade com o Regulamento Geral do Ruído. Deste modo, propôs-se ao Cliente avançar com um EDC-RGR, que implica a realização de medições in situ, conhecer o volume de tráfego atual e elaborar um Mapa Local de Ruído.

3.3 Resultado final

No caso A, a informação disponibilizada e consultada é suficiente para aferir da conformidade com o Regulamento Geral do Ruído, analisando os instrumentos de gestão urbana, no caso B, uma vez que este município não dispõe de ferramentas de análise de ocupação do solo, de informação de ruído, será necessário reencaminhar este EAC-RGR solicitado para um EDC-RGR.

4 Conclusões

Como conclusão principal deste estudo salienta-se a necessidade de normalizar e divulgar a estrutura e conteúdo deste tipo de documento, sob pena de não constituir salvaguarda das garantias que o legislador pretende ver defendidas aos cidadãos usufrutuários de intervenções urbanas.

Entende-se que a introdução deste novo elemento, à data que foi incluído, pretende fazer uso dos instrumentos de gestão municipal que foram elaborados no intervalo temporal entre as duas portarias 2015 vs 2024, uma vez que neste período a maioria dos municípios realizou mapas de ruído dos concelhos, disponibilizando informação base para análise.

Agradecimentos

A participação neste evento é apoiada pelas seguintes entidades:
Financiamento Base - UIDB/04708/2020 DOI 10.54499/UIDB/04708/2020 (https://doi.org/10.54499/UIDB/04708/2020) e Financiamento programático - UIDP/04708/2020 DOI 10.54499/UIDP/04708/2020 (https://doi.org/10.54499/UIDP/04708/2020) da Unidade de Investigação CONSTRUCT - Instituto de I&D em Estruturas e Construções - financiada por fundos nacionais através da FCT/MCTES (PIDDAC).
-SOPSEC, S.A. – Sociedade de Prestação de Serviços de Engenharia Civil

Referências

[1] Portaria 71-A/2024 de 27 de fevereiro

[2] VII Jornadas da Engenharia Acústica – Desafios da Engenharia Acústica em Portugal, Universidade do Algarve, Faro, 19 de abril de 2024

[3] Portaria 113/2015 de 22 de abril

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MODELO MULTICRITÉRIO PARA PRIORIZAÇÃO DE INTERVENÇÕES URBANAS A PROPÓSITO DE MEDIDAS DE MINIMIZAÇÃO DE RUÍDO

Telmo L. Pereira[1], Rui Calejo Rodrigues[2]

[1]SOPSEC – Sociedade de Prestação de Serviços de Engenharia Civil, S.A.
{telmo.pereira@sopsec.pt}
[2]CONSTRUCT – Instituto de I&D em Estruturas e Construções
{calejo@fe.up.pt}

Resumo
Os Planos de Ação de Ruído ou Planos Municipais de Redução de Ruído são instrumentos essenciais para a Gestão de Ruído Urbano, definindo medidas de minimização de ruído (MMR) em áreas onde a exposição ao ruído ultrapassa os limites legais definidos. A problemática abordada relaciona-se com a necessidade de priorizar temporal e financeiramente as intervenções, tendo em consideração vários critérios independentes, nomeadamente o número de pessoas afetadas nas áreas de sobre-exposição ao ruído, a complexidade na implementação e os custos associados. Tratando-se de um problema claro no domínio do multicritério, desenvolve-se um modelo de decisão relacional com base na avaliação individual de cada critério, permitindo hierarquizar as MMR definidas. Apresenta-se um caso prático de aplicação do modelo. Das conclusões obtidas salienta-se a capacidade deste modelo permitir decisões independentes baseadas apenas em critérios técnicos que maximizam os objetivos das intervenções.

Palavras-chave: Acústica Ambiental, Gestão de Ruído Urbano, Análise Multicritério, Planos de Ação de Ruído, Priorização de Medidas Minimização de Ruído

Abstract
Noise Action Plans and Noise Reduction Municipal Plans are essential instruments for Urban Noise Planning by defining the implementation of noise reduction measures, which minimize against noise in areas where the exposure exceeds the defined legal noise limits. The issue at hand relates to the need to prioritize interventions temporally and financially, considering various independent criteria, namely the number of affected people in the noise overexposure areas, the implementation complexity, and the associated costs. Being a clear problem in the realm of multicriteria, a relational decision model is developed based on the individual evaluation of each criterion, allowing for the hierarchical ranking of the noise reduction measures. A practical case with the implementation of the proposed model is also presented. This paper's conclusions emphasize the model's ability to enable independent decisions based solely on technical criteria that maximize the scope of interventions.

Keywords: Environmental Acoustics, Urban Noise Planning, Multicriteria Analysis, Noise Action Plans, Noise Minimization Measures Prioritization.

PACS no. 43.50.Rq, 43.50.Sr

1 Introdução

1.1 Enquadramento da problemática

A Gestão do Ruído Urbano é um tema cada vez mais reconhecido como fulcral para o desenvolvimento sustentável das cidades, que permite estrategicamente controlar e mitigar o ruído ambiente de forma a garantir o conforto e saúde das populações. O planeamento estratégico das cidades no que toca à gestão de ruído envolve todas as entidades gestoras das fontes de ruído numa cidade, desde a definição do zonamento acústico, da elaboração de mapas de ruído e da implementação de planos onde são projetadas medidas de minimização junto das fontes junto das áreas com elevada exposição ao ruído.

Estas Medidas de Minimização de Ruído (MMR), cujas intervenções no tecido urbano acarretam naturalmente custos e outros constrangimentos, devem ser planeadas de forma sustentada e alinhada com as demais vertentes e planos territoriais, no sentido de maximizar os recursos e esforços para obter os maiores benefícios para as populações.

A problemática abordada neste estudo relaciona-se, desta forma, com a necessidade das entidades gestoras de priorizar temporal e financeiramente as intervenções relacionadas com as MMR, tomando em consideração os principais critérios de decisão, nomeadamente o número de pessoas afetadas pelas MMR, a complexidade da implementação e os custos associados às intervenções.

1.2 Objetivos e âmbito

O objetivo do presente estudo é a apresentação de uma proposta de modelo multicritério para apoio à priorização das medidas de minimização de ruído, no âmbito da gestão das fontes de ruído pelas respetivas entidades gestoras através dos respetivos planos.

1.3 Estado da Arte

A Gestão do Ruído Urbano (GRU) em Portugal é um tema preponderante desde finais da década de 80, através do Decreto-Lei n.º 285/87, de 24 de junho, que estabeleceu as bases para o controlo da poluição sonora, definindo os limites máximos de ruído permitidos e as normas de avaliação e gestão do ruído ambiental. Atualmente, a GRU encontra-se definida pelo Regulamento Geral do Ruído (RGR), aprovado pelo Decreto-Lei n.º 9/2007 de 17 de janeiro, e alterado pelo Decreto-Lei n.º 278/2007, de 1 de agosto, que visa salvaguarda da saúde humana e o bem-estar das populações expostas ao ruído ambiente.

O RGR define que cabe aos municípios estabelecer, à partida nos seus planos de ordenamento do território, delimitação do território em zonas sensíveis ou mistas, tendo em consideração a vocação do uso. O zonamento acústico pressupõem à partida que as zonas sensíveis referem-se a áreas exclusivamente habitacionais, escolas, hospitais ou similares, ou espaços de lazer, existentes ou previstos. Em função da classificação de zona, o RGR define limites de exposição ao ruído, sendo estes para Zonas Mistas de 55 dB(A) no período noturno (L_n) e 65 dB(A) no período global L_{den}, e para Zonas Sensíveis de 45 dB(A) no período noturno (L_n) e 55 dB(A) no período global (L_{den}) [1].

No caso particular das infraestruturas de transporte rodoviário, ferroviário e aéreo com maior tráfego, definidas como Grandes Infraestruturas de Transporte (GIT), bem como dos municípios com mais população, designados de aglomerações, o gestão de ruído é complementada pelas disposições previstas no Regime de Avaliação e Gestão do Ruído Ambiente (RAGRA), publicado pelo Decreto-Lei nº 146/2006. de 31 de julho, e alterado pelo Decreto-Lei n.º 84-A/2022, de 9 de dezembro que define a

obrigatoriedade das respetivas entidades gestoras das GIT ou dos municípios constituídos aglomerações elaborarem Mapas Estratégicos de Ruído (MER) como forma de diagnóstico do ruído produzido pelas fontes geridas e de determinar as zonas em que os limites de exposição ao ruído definidos pelo zoneamento acústico são ultrapassados, designadas zonas de sobre-exposição. Após a elaboração dos MER, as entidades responsáveis, estão também obrigados à elaboração dos respetivos Planos de Ação de Ruído (PAR). Os objetivos destes planos é eliminação ou minimização das situações de sobre-exposição identificadas dos MER e a preservação ou definição de zonas tranquilas [2-4].

O conteúdo e requisitos para a elaboração dos MER e respetivos PAR, estão atualmente definidos pela Portaria n.º 42/2023, de 9 de fevereiro, mais especificamente nos seus anexos IV e V. A Agência Portuguesa do Ambiente (APA) mais recentemente publicou um documento com diretrizes para auxiliar a elaboração dos PAR, em particular aqueles a serrem concluídos até 2024 e seguintes. Ambos os documentos definem que os PAR ou PMRR deverão ser acompanhados de informação relativa à calendarização das medidas definidas e os respetivos cronogramas financeiros, bem como análises custo-benefício ou custo-eficácia [2-4]. Para tal é crucial a priorização das medidas definidas como forma ser possível enquadrá-las temporal e financeiramente.

Os Modelos Multicritério para Análise de Decisão (MMAD) são técnicas utilizadas para avaliar e tomar decisões complexas que envolvem múltiplos critérios conflitantes. Estes permitem a consideração simultânea de fatores qualitativos e quantitativos, auxiliando na comparação e priorização de diferentes alternativas. Dos mais comuns de utilização são o AHP (*Analytic Hierarchy Process*) e o TOPSIS (*Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution*) para estruturar problemas, atribuir pesos aos critérios, e realizar análises de sensibilidade. Os MMAD são extremamente úteis em áreas como planeamento urbano, gestão empresarial e engenharia, onde para a tomada de decisões é necessário o equilíbrio de diversos fatores e interesses. [5]

Na literatura existem exemplos da utilização de modelos multicritério, com base na cálculo de fatores de priorização como a base para a tomada de decisão para as medidas de minimização definidas [6-8]. Contudo estes são na generalidade complexos é com variados fatores e critérios, sendo necessária informação muitas vezes inexistente ou difícil de obter.

2 Proposta Análise Multicritério e Modelo de Decisão

O modelo de decisão proposto neste estudo, com o principal objetivo o apoio na tomada de decisão para a priorização de MMR em sede dos PAR ou dos PMRR, tem como base uma análise multicritério com 3 critérios distintos e independentes, sendo estes a eficácia, a complexidade da implementação e os respetivos custos na execução.

A aplicação desta metodologia não é limitada ao número de MMR propostas nos PAR ou PMRR, e aplicável às variadas tipologias de medidas (na fonte, propagação do som ou no recetor) associadas às fontes de ruído consideradas nos planos, rodoviárias, ferroviárias, aéreas e industriais.

De seguida detalham-se cada um dos critérios utilizados no modelo.

2.1 Critério 1 – Eficácia

A eficácia das medidas de minimização de ruído (MMR) está associada ao número de pessoas cujas MMR proporcionaram redução da sobre-exposição ao ruído. O valor da eficácia é calculado através da soma da população deixa de estar em condição de sobre-exposição, ou transita para uma classe de sobre-exposição inferior, tendo como base o indicador noturno (L_n). É utilizado o período noturno por ser o considerado mais crítico no que toca à incomodidade e efeitos nocivos para as populações.

Para valores de exposição ao ruído mais elevados, não só o incómodo percebido pelas populações é superior, como o impacto do ruído na saúde, nomeadamente perturbações cardiovasculares e mentais, exibe também uma correlação crescente com uma maior exposição ao ruído [9; 10]. Este tipo de correlação segue uma tendência exponencial, principalmente quando as fontes de ruido níveis são flutuantes e variam tanto na intensidade como ao longo do tempo, como é o caso para as fontes de ruído em estudo no PAR ou PMRR (ruído de tráfego rodoviário, ferroviário e aeronáutico) [11-15].

Desta forma, atribui-se os fatores de peso (*f*), apresentados na Tabela 1, para cada uma das classes de sobre-exposição ao ruído. Estes permitem, através de uma tendência exponencial, valorizar as MMR com maior efeito junto da população exposta a níveis de sobre-exposição de ruído mais elevados.

Tabela 1 – Distribuição dos pesos (*f*) pelas 5 classes de sobre-exposição de ruído *j* no indicador noturno

j	Classe de ruído - indicador noturno (L_n)	Peso *f*
1	$0 < \Delta L_n \leq 5$	1
2	$5 < \Delta L_n \leq 10$	3
3	$10 < \Delta L_n \leq 15$	7
4	$15 < \Delta L_n \leq 20$	20
5	$\Delta L_n > 20$	55

Para a obtenção do valor de eficácia de cada MMR, utiliza-se a expressão (1) em baixo. O cálculo resume-se à soma, para as 5 classes de sobre-exposição ao ruído *j*, no indicador noturno, do produto entre o total da população que transita para a classe de sobre-exposição inferior, ou deixa de estar em condição de sobre-exposição (*redzP*), pelo respetivo fator de peso (*f*).

$$Eficacia = \sum_{j=1}^{5} redzP_j \times f_j \quad (1)$$

2.2 Critério 2 – Complexidade

O critério complexidade considera o grau de dificuldade e os eventuais constrangimentos decorrentes da implementação da medida, quer pela sua extensão no tecido urbano, quer pelo tipo de tecnologia utilizada na medida. Os valores para este critério podem variar entre 0 e 1, de acordo com a área de extensão da implementação da MMR e com o tipo de tecnologia utilizada.

A atribuição do grau de complexidade é subjetiva às medidas de minimização disponíveis, ao tipo de fontes de ruído consideradas e às condicionantes do município ou infraestrutura de transporte à qual se refere o PAR, devendo ser sempre consultados os vários departamentos e unidades gestoras municipais, no sentido de aferir os eventuais impactes decorrentes da execução da medida.

No presente estudo propõe-se na Tabela 2 um exemplo de atribuição do grau de complexidade com base na extensão da aplicação da MMR, desde uma extensão mínima com implicação apenas num arruamento até uma elevada extensão à escala de todo o município, e na tipologia da MMR, desde medidas simples como o reforço ou substituição de pavimentos rodoviários, até medidas com elevada dificuldade de implementação tanto do ponto de vista administrativo como da própria execução, tais como o reforço das fachadas nos recetores e o corte de vias ou limitação da circulação de veículos.

Tabela 2 – Atribuição do grau de complexidade para cada MMR – exemplo fontes rodoviárias

			EXTENSÃO			
			mínima →			**elevada escala**
			- pequena extensão de arruamentos	- extensão ao quarteirão - pequena escala	- extensão à localidade - escala média - troço de uma GIT	- extensão a várias freguesias - vários troços de uma GIT
TECNOLOGIA	**simples**	- reforço ou substituição de pavimentos	0,10	0,25	0,45	0,6
	↓	- colocação de lombas redutores de velocidade - limitação da velocidade	0,20	0,35	0,55	0,7
		- alteração de pavimentos - estreitamento de vias - limitação horária de veículos	0,30	0,45	0,65	0,8
		- colocação de radares - barreiras acústicas	0,40	0,55	0,75	0,9
	elevada complexidade	- reforço de fachadas - corte de vias - limitação completa da circulação de veículos	0,50	0,65	0,85	1,00

2.3 Critério 3 - Custos

Para a critério de custos é utilizada a estimativa dos valores orçamentados para cada MMR. Para tal devem ser sempre consultados todas as divisões responsáveis pelo espaço urbano, obras públicas e mobilidade do Município, por forma de obter os custos em termos de área de intervenção, ou na estimativa dos custos administrativos .

2.4 Modelo de Decisão

O modelo de decisão em proposta tem por base a conjugação dos três critérios acima mencionados para o cálculo de um coeficiente de decisão para cada MMR, através da expressão (2)

$$Coeficiente\ Decisão = \frac{Eficacia}{Custo\ € \times 10^{-2} \times Complexidade} \quad (2)$$

O coeficiente de decisão varia positivamente quanto maior a eficácia da MMR, ou seja quanto maior o número de pessoas beneficiadas pela medida e quanto maior foi a redução dos valores de sobre-

exposição ao ruído. Por sua vez, com o aumento dos custos ou da complexidade das MMR fazem variar negativamente os valores do coeficiente de decisão.

Através dos valores do coeficiente de decisão é possível priorizar todas as MMR previstas, sendo que aquelas com os valores mais elevados deverão ser consideradas prioritárias e de aplicação a curto prazo, de acordo com a calendarização e cronograma financeiro pretendidos em sede do PAR ou PMRR.

3 Caso de Estudo

No presente capítulo é apresentado um caso de estudo ilustrativo da aplicação do modelo multicritério proposto. Este trata-se de um conjunto de MMR propostas em sede de um PAR de um município. Neste caso foram estudadas 7 MMR, a maioria das quais aplicadas à fonte de ruído, geralmente a substituição da pavimentação rodoviária, atualmente em cubo de granito, para solução de betuminoso, e 1 MMR aplicada no caminho de propagação sonora, *i.e.* a colocação de barreiras acústicas.

Importa referir que no presente caso a área em estudo, relativamente ao zonamento acústico, está classificada como Zona Mista , sendo os limites de exposição, de acordo com o RGR, 55 dB(A) para o período noturno

Na Tabela 3 são descritas de forma resumida as MMR propostas no caso de estudo.

Tabela 3 – Descrição das MMR – caso de estudo

Código	Descrição
MMR.F1	Alteração do pavimento das Rua A a C, atualmente em cubo de granito, para pavimento em betuminoso, numa extensão de 2850 m^2
MMR.F2	Alteração do pavimento da Rua D, atualmente em cubo de granito, para pavimento em betuminoso, numa extensão de 2050 m^2
MMR.P1	Colocação de barreiras acústicas (não absorventes), com 3 metros de altura, nos troços indicados dos arruamentos E e F, de forma a proteger os edifícios das escolares e de habitação, com uma área de cerca de 2400 m^2
MMR.F3	Alteração do pavimento atualmente em cubo da Avenida A, para pavimento em betuminoso, numa extensão total de 7750 m^2
MMR.F4	Alteração do pavimento atualmente em cubo da Avenida B para pavimento em betuminoso, numa extensão total de 7800 m^2
MMR.F5 (*)	Alteração do pavimento para betuminoso da Rua G, atualmente em cubo, numa extensão de 1850 m^2.
MMR.F6	Alteração do pavimento atualmente em cubo da Rua H para pavimento em betuminoso, numa extensão de 1300 m^2.

NOTAS:
(*) Esta empreitada de substituição de pavimento encontra-se já em fase de projeto decorrente de Plano Pormenor, pelo que esta medida é será executada independentemente do PAR. Desta forma atribui-se o grau de complexidade mais baixo – 0,1.

Para a obtenção do valor de eficácia de cada MMR foi necessário, em primeiro lugar, através da modelação computacional, a obtenção do ruído incidente nas fachadas dos recetores sensíveis (habitação), no período noturno (L_n), da situação atual previamente à implementação das MMR, e da situação previsional após a execução das medidas. Após as modelações dos mapas de sobre-exposição ao ruído, ambos na situação atual como após a implementação das MMR, é possível determinar os dados da população em cada uma das classes de sobre-exposição. Na Figura 1 representam-se o exemplo do mapa de sobre-exposição ao ruído, indicador noturno – L_n, para a situação atual (esquerda) e após a implementação da MMR.F4 (direita).

Estes valores são à partida já determinados em sede do PAR para a obtenção dos mapas de ruído e para a estimativa das melhorias introduzidas no plano em termos de redução da exposição de ruído na população.

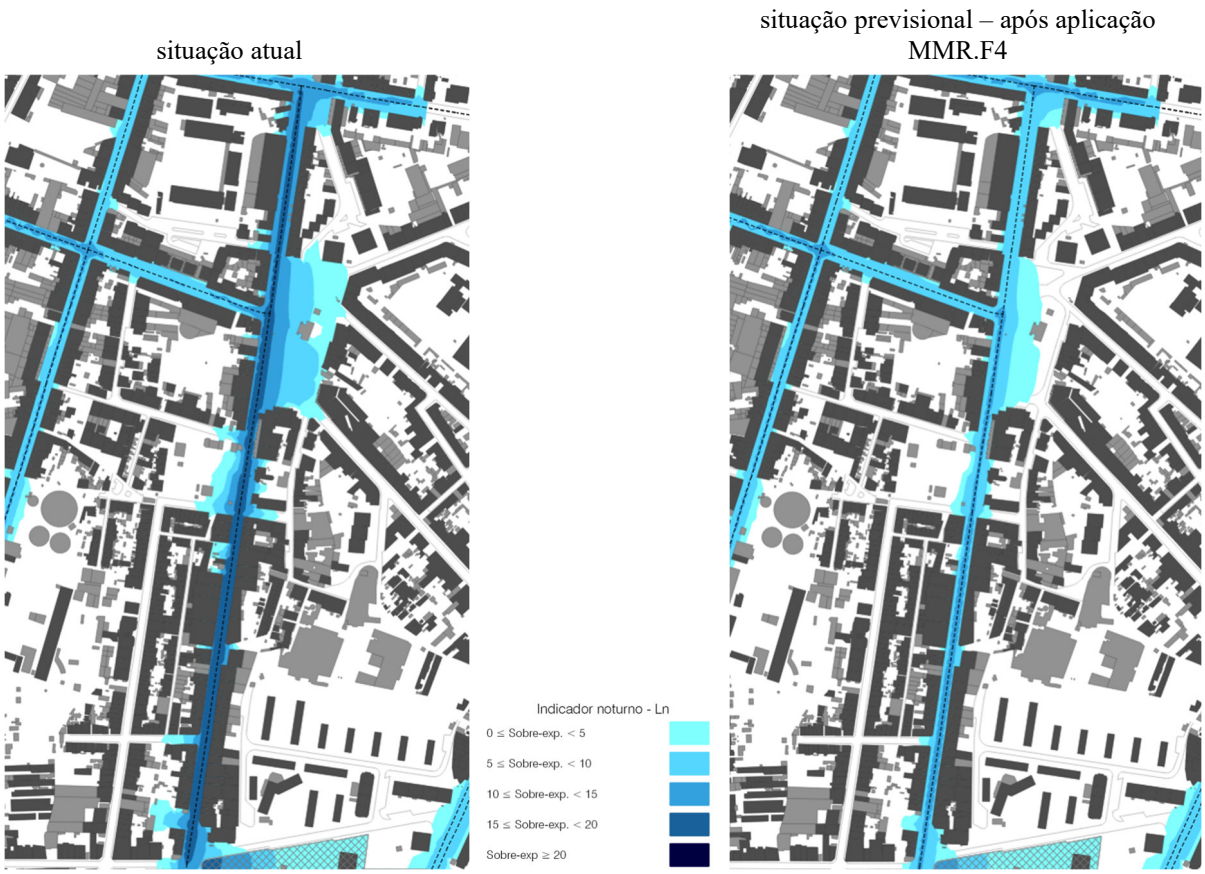


Figura 1 – Exemplo de mapa de sobre-exposição ao ruído, indicador noturno – L_n, para a situação atual (esquerda) e após a implementação da MMR.F4 (direita)

Na Tabela 4, apresentam-se os totais da população que transita para a classe de sobre-exposição inferior, ou deixa de estar em condição de sobre-exposição (*redzP*), bem como o valor final de eficácia de cada uma das MMR proposta no caso de estudo, utilizando a expressão (1) anteriormente referida.

Tabela 4 – Método cálculo do valor de eficácia de cada MMR – caso de estudo

Medidas de Minimização Ruído	Classe de Ruído	Total pop. (*redzP*)	Pesos *f*	*redzP* * *f*
MMR.F1	$0 < \Delta L_n \leq 5$	104	1	104
	$5 < \Delta L_n \leq 10$	138	3	414
	$10 < \Delta L_n \leq 15$	0	7	0
	$15 < \Delta L_n \leq 20$	0	20	0
	$\Delta L_n > 20$	0	55	0
			Eficácia	**518**
MMR.F2	$0 < \Delta L_n \leq 5$	352	1	352
	$5 < \Delta L_n \leq 10$	307	3	921
	$10 < \Delta L_n \leq 15$	36	7	252
	$15 < \Delta L_n \leq 20$	0	20	0
	$\Delta L_n > 20$	0	55	0
			Eficácia	**1525**
MMR.P1	$0 < \Delta L_n \leq 5$	200	1	200
	$5 < \Delta L_n \leq 10$	175	3	525
	$10 < \Delta L_n \leq 15$	0	7	0
	$15 < \Delta L_n \leq 20$	0	20	0
	$\Delta L_n > 20$	0	55	0
			Eficácia	**725**
MMR.F3	$0 < \Delta L_n \leq 5$	19	1	19
	$5 < \Delta L_n \leq 10$	31	3	93
	$10 < \Delta L_n \leq 15$	0	7	0
	$15 < \Delta L_n \leq 20$	0	20	0
	$\Delta L_n > 20$	0	55	0
			Eficácia	**112**
MMR.F4	$0 < \Delta L_n \leq 5$	242	1	242
	$5 < \Delta L_n \leq 10$	184	3	552
	$10 < \Delta L_n \leq 15$	693	7	4851
	$15 < \Delta L_n \leq 20$	194	20	3880
	$\Delta L_n > 20$	0	55	0
			Eficácia	**9525**
MMR.F5	$0 < \Delta L_n \leq 5$	35	1	35
	$5 < \Delta L_n \leq 10$	40	3	120
	$10 < \Delta L_n \leq 15$	137	7	959
	$15 < \Delta L_n \leq 20$	20	20	400
	$\Delta L_n > 20$	0	55	0
			Eficácia	**1514**
MMR.F6	$0 < \Delta L_n \leq 5$	7	1	7
	$5 < \Delta L_n \leq 10$	4	3	12
	$10 < \Delta L_n \leq 15$	0	7	0
	$15 < \Delta L_n \leq 20$	0	20	0
	$\Delta L_n > 20$	0	55	0
			Eficácia	**19**

Para a atribuição do grau de complexidade de cada uma MMR utilizou-se os valores apresentados na Tabela 2, tendo em consideração a extensão da implementação da medida e no tipo de tecnologia, sendo que este caso ficou circunscrito à alteração de pavimentação rodoviária e à colocação de barreiras.

A estimativa dos custos de cada MMR foram obtidos por consulta dos departamentos responsáveis pelas obras públicas e planeamento do município.

Na Tabela 5 é apresentada em resumo a aplicação do modelo multicritério proposto, os valores obtidos em cada um dos critérios, bem a valor do Coeficiente de Decisão para cada uma das MMR, calculado através da expressão (2).

Tabela 5 – Aplicação do modelo multicritério e priorização das MMR – caso de estudo

Medidas de Minimização Ruído	Complexidade	Custo	Eficácia	Coeficiente Decisão	Prioridade
MMR.F1	0,45	199 500 €	518	0,58	**5**
MMR.F2	0,30	143 500 €	1525	3,54	**2**
MMR.P1	0,40	239 000 €	725	0,76	**4**
MMR.F3	0,65	542 500 €	112	0,03	**7**
MMR.F4	0,65	546 000 €	9525	2,68	**3**
MMR.F5 (*)	0,10	129 500 €	1514	11,69	**1**
MMR.F6	0,30	91 000 €	19,0	0,07	**6**

NOTAS:
(*) Esta empreitada de substituição de pavimento encontra-se já em fase de projeto decorrente de Plano Pormenor, pelo que esta medida é será executada independentemente do PAR. Desta forma atribui-se o grau de complexidade mais baixo – 0,1.

Como se pode verificar pelos resultados obtidos, através do cálculo do coeficiente de decisão é possível priorizar as MMR propostas no caso de estudo. Verifica-se que a MMR.F4, apesar de uma eficácia consideravelmente superior às restantes, pela sua complexidade e custos associados, não é a mais prioritária. Por outro lado, a MMR.F5, devido aos reduzidos custos e da reduzida complexidade, aliada a estar já em fase de projeto decorrentes de outros planos municipais, é considerada como a mais prioritária.

A priorização obtida para as MMR, através da utilização de modelo multicritério proposto, permitiu não só facilitar a elaboração do calendarização e cronogramas financeiros, como também a discussão mais fundamentada com as entidades municipais sobre as medidas propostas no PAR.

4 Conclusões

O modelo multicritério proposto neste estudo, permite, através de cálculos simples, uma priorização das MMR de forma sustentada, não só na sua eficácia, como tendo em consideração a complexidade da execução e nos custos associados. A aplicabilidade do mesmo mostra-se eficaz para utilização nos PAR tanto de aglomerações e de grandes infraestruturas de transporte GIT e mesmo nos PMRR.

Os critérios eficácia e custos propostos no modelo são de natureza objetiva, cuja obtenção do primeiro é direta a partir das modelações e cálculos já normalmente elaborados no PAR ou PMRR. Por sua vez, o critério complexidade já se reveste de um grau subjetividade, dado que a atribuição do valor depende não só da tipologia das MMR propostas em cada plano, divergindo em função do tipo de fontes de ruído existentes (rodoviárias, ferroviárias, aéreas ou industriais), como da escala de aplicação do mesmo. A atribuição do grau de complexidade implica também uma colaboração estreita entre os vários departamentos municipais com atuação no tecido urbano, facto que reforça a subjetividade deste critério.

A elaboração de PAR ou PMRR para um município é já por si uma tarefa bastante complexa, que, além de um elevado número de modelações e cálculos, por vezes exige um trabalho de colaboração e decisão entre os vários departamentos municipais, entidades externas e decisores políticos. Desta forma, a utilização do modelo multicritério proposto reveste-se de elevada utilidade, já que através de um processo de cálculo relativamente simples, é possível calendarizar e elaborar os cronogramas financeiros das MMR, de acordo com os requisitos legais, de acordo com o Anexo V da Portaria n.º 42/2023, de 9 de fevereiro [3].

Futuros desenvolvimentos do presente estudo passarão pela implementação do método proposto em PAR ou PMRR com maior variabilidade de fontes de ruído e medidas de minimização, de forma a solidificar a sua aplicabilidade.

Agradecimentos

Este estudo foi suportado pela SOPSEC – Sociedade de Prestação de Serviços de Engenharia, S.A., e pelo Projeto UIDB/04078/2020 da CONSTRUCT – Instituto de I&D em Estruturas e Construções – financiado pelo FDT / MCTES (PIDDAC).

Referências

[1] Ministério do Ambiente, do Ordenamento do Território e do Desenvolvimento Regional. (2007) Regulamento Geral do Ruído, aprovado pelo Decreto-Lei n.º 9/2007 de 17 de janeiro, alterado pelo Decreto-Lei n.º 278/2007, de 1 de agosto. *Diário da República* n.º 12/2007, Série I de 2007-01-17, páginas 389 – 398

[2] Presidência do Conselho de Ministros. (2022). Regime de Avaliação e Gestão do Ruído Ambiente, publicado pelo Decreto-Lei nº 146/2006. de 31 de julho, e alterado pelo Decreto-Lei n.º 84-A/2022, de 9 de dezembro. *Diário da República* n.º 236/2022, 2º Suplemento, Série I de 2022-12-09, páginas 2 - 19

[3] Ministério da Economia e Mar, Ambiente e Ação Climática, Infraestruturas e Coesão Territorial. (2023). Portaria n.º 42/2023, de 9 de fevereiro. *Diário da República* n.º 29/2023, Série I de 2023-02-09, páginas 3 - 1010

[4] Agência Portuguesa do Ambiente, I.P. (2024). Diretrizes para elaboração de planos de ação de ruído - métodos CNOSSOS-EU

[5] Department for Communities and Local Government: London. (2009). *Multi-criteria analysis: a manual*. Communities and Local Government Publications

[6] Alejandro Ruiz-Padillo, Antonio J. Torija, Ángel Ramos-Ridao, Diego P. Ruiz (2014). A methodology for classification by priority for action: Selecting road stretches for network noise action plans. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Volume 29, 66-78. ISSN 1361-9209. https://doi.org/10.1016/j.trd.2014.04.002

[7] Alejandro Ruiz-Padillo, Antonio J. Torija, A.F. Ramos-Ridao, Diego P. Ruiz. (2016). Application of the fuzzy analytic hierarchy process in multi-criteria decision in noise action plans: Prioritizing road stretches. *Environmental Modelling & Software*, Volume 81,45-55. ISSN 1364-8152. https://doi.org/10.1016/j.envsoft.2016.03.009

[8] Licitra, G., Ascari, E. & Fredianelli, L. (2017). Prioritizing Process in Action Plans: a Review of Approaches. *Current Pollution Reports,* Volume 3, 151–16. https://doi.org/10.1007/s40726-017-0057-5

[9] Gong, Xiangpu, Benjamin Fenech, Claire Blackmore, Yingxin Chen, Georgia Rodgers, John Gulliver, and Anna L. Hansell. (2022). Association between Noise Annoyance and Mental Health Outcomes: A Systematic Review and Meta-Analysis. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 19, no. 5: 2696. https://doi.org/10.3390/ijerph19052696

[10] Zaman, M., Muslim, M. & Jehangir, A. (2022). Environmental noise-induced cardiovascular, metabolic and mental health disorders: a brief review. *Environmental Science and Pollution Research*, 29, 76485–76500. https://doi.org/10.1007/s11356-022-22351-y

[11] Singh, N.K., Markandeya, Manar, M.K. et al. (2023). Statistical and spatio-temporal analyses of noise pollution level and its health impact. *Environmental Science and Pollution Research*, 30, 82951–82963. https://doi.org/10.1007/s11356-023-28264-8

[12] Debnath, A., Singh, P.K. & Banerjee, S. (2022). Vehicular traffic noise modelling of urban area—a contouring and artificial neural network based approach. *Environmental Science and Pollution Research,* 29, 39948–39972 (2022). https://doi.org/10.1007/s11356-021-17577-1

[13] Soeta, Y., Ando, Y. (2015). Annoyance of Noise. In: Neurally Based Measurement and Evaluation of Environmental Noise. *Mathematics for Industry*, vol 20. Springer, Tokyo. https://doi.org/10.1007/978-4-431-55432-5_7

[14] Rimskaya-Korsakova, L.K., Pyatakov, P.A. & Shulyapov, S.A. (2022). Evaluations of the Annoyance Effects of Noise. Acoust. Phys. 68, 502–512. https://doi.org/10.1134/S1063771022050098

[15] Guski, Rainer, Dirk Schreckenberg, and Rudolf Schuemer. (2017). WHO Environmental Noise Guidelines for the European Region: A Systematic Review on Environmental Noise and Annoyance. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 14, no. 12: 1539. https://doi.org/10.3390/ijerph14121539

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

NUMERICAL SIMULATION OF AERODYNAMIC NOISE OF HIGH-SPEED TRAINS USING A HYBRID METHOD

Ana Vieira[1], Miguel Cuadrado[1], Mario Gómez[1], Claudia Sanz[1], Jorge Cascales[1]

[1]Dirección de Innovación, Área de Acústica, Patentes Talgo SL
{anaelisa.alvesvieira@talgo.com, miguel.cuadradosierra@talgo.com, mario.gomezleal@talgo.com, claudia.sanzmoreno@talgo.com, jcascales@talgo.com}

Resumen

La expansión ferroviaria es un elemento clave para conseguir la neutralidad climática. No obstante, este crecimiento puede tener un efecto negativo en el nivel de exposición a ruido en áreas urbanas y rurales. El desarrollo de mapas estratégicos de ruido por parte de las autoridades reguladoras tiene como objetivo minimizar ese impacto, y como consecuencia, se prevé que los límites máximos de ruido permitido actuales se tornen más restrictivos. Los métodos de simulación numérica son una herramienta importante en el desarrollo de nuevos conceptos de tren. Sin embargo, la simulación numérica de un tren completo es una tarea compleja, debido a su gran dimensión. El tamaño del mallado necesario para capturar las oscilaciones del flujo de aire turbulento a alta velocidad, junto con la discretización temporal necesaria para calcular altas frecuencias, resulta en largos tiempos de cálculo, que pueden ser incompatibles con aplicaciones en la industria ferroviaria. Este trabajo presenta una metodología híbrida para el cálculo de ruido aerodinámico, basada en simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) y en el método de los elementos finitos (FEM), utilizando la analogía acústica de Lighthill. Los resultados son presentados para posiciones de observador definidas según la ISO EN 3095:2013: "Measurement of noise emitted by rail bound vehicles".

Palavras-chave: ferrovía, ruido aerodinámico, ruido de paso.

Abstract

The expansion of rail transport is considered an important step towards climate neutrality. This growth can have a negative impact on noise exposure levels in both urban and rural areas. Authorities are currently working on strategic rail noise maps to minimize this impact, and noise limits of exterior noise are expected to become stricter. Numerical simulation is a powerful tool in the decision-making process of a new train design. Simulating aerodynamic noise of a complete train, however, is a challenging task due to its dimension. The mesh refinement required to capture the turbulent flow behavior at high speed together with the short time step necessary to achieve high frequencies result in long computational times that can be unsuitable to railway applications. This work presents a hybrid approach to calculate aerodynamic noise, based on a CFD (Computational Fluid Dynamics Analysis) and a FEM (Finite Element Method) simulation of the flow-induced noise based on Lighthill's acoustic analogy. Results are presented for observer positions defined according to the ISO EN 3095:2013: "Measurement of noise emitted by rail bound vehicles".

Keywords: railway, aerodynamic noise, pass-by noise.

PACS no. 43.28.Ra, 43.20.Rz

1 Introduction

The expansion of the railway is a key factor towards an economy less dependent on fossil fuels [1]. In addition, it presents further advantages compared to other modes of transportation, such as lower operational costs and higher reliability for the passenger or cargo [2]. For these reasons, railway operations are expected to grow significantly over the coming decades [3].

A growth in the number of passenger and freight train operations, however, is expected to increase noise exposure levels in communities. Consequently, noise limits are expected to become more restrictive over the years, to protect communities and eco-systems from excessive noise levels.

Mitigation measures, such as noise barriers, night curfews and improvements in the infrastructure, can be effective but are also expensive [4]. Reducing the noise at the source is therefore the preferred solution.

Pass-by noise is composed of equipment noise, rolling and aerodynamic noise. Rolling noise is generated by the interaction between the wheels and the track, and aerodynamic noise is generated by the interaction of an unsteady flow and a solid body.

Aerodynamic noise becomes important at high speed, above 250 km/h. The pantograph and the inter-coach gap are typical sources of aerodynamic noise in a train operating at high speed.

Separating and assessing the different aerodynamic noise sources in a train is a complex task. Current literature indicates that aerodynamic noise sources in an operating train might be separated using acoustic array measurements and beamforming methods [5]. Wind tunnel measurements of scale models are also commonly used to understand the noise generation mechanisms in high-speed trains.

Establishing a ranking of the dominant noise sources during pass-by is crucial to reduce the train noise footprint. However, experimental methods are time-consuming, costly, and not always feasible due to the availability of an operating train, or access either to the track or to an aeroacoustic wind tunnel. Computational methods are therefore a more suitable approach to determine aerodynamic noise at the design phase of a new train.

In the railway industry, aeroacoustic simulations are particularly challenging due to the large dimensions of a train and the complex geometry of its components such as the pantograph or the rolling gear.

Aerodynamic noise can be calculated using different computational methods. The direct noise computation (DNC) method calculates the aerodynamic and acoustic fields simultaneously. This method has high accuracy, however, the computational resources and the time required for the calculation make it unsuitable for railway applications [6].

Hybrid methods use acoustic analogies (such as the Lighthill's or the Ffowcs-Williams Hawkings analogies) to calculate the noise source, using velocity and pressure fields determined in computational fluid dynamics (CFD) simulations. These methods are not as computationally demanding as DNC methods. On the other hand, semi-empirical methods [7] and the Stochastic Noise Generation and Radiation (SNGR) method [8] are a valid option to obtain fast estimates and to perform comparative analysis. However, these approaches are not as flexible and accurate as DNC and hybrid methods.

This research work calculates the aerodynamic noise generated in different regions of a Talgo high-speed train, using a hybrid approach that combines a Large Eddy Simulation (LES) [9] with the Lighthill's analogy [10]. These regions are the nose, first and second bogies, inter-coach gap and folded and deployed pantograph.

Section 2 describes the regions of the train considered in this work and provides an overview of the computational method. Section 3 shows the main CFD and noise results and compares a simulated pass-

by noise curve with experimental data. Finally, Section 4 summarizes the main results and conclusions of this work.

2 Methodology

2.1 Geometry simplification

A transient CFD simulation of a complete train is a challenging task, due to the fine mesh refinement and short time step required to obtain input data suitable to the aeroacoustic simulation. In this work, the train is separated in different domains, as shown in Figure 1. The domains considered in this work are the 1st and 2nd bogies, the nose, an inter-coach gap, the folded pantograph, and the deployed pantograph (not included in Figure 1).

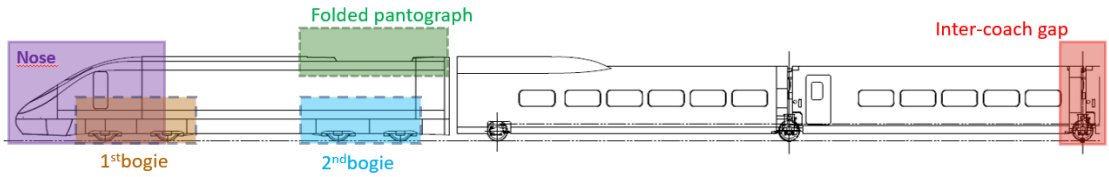


Figure 1: Separation of the train aero-acoustic sources in different domains.

The aerodynamic noise generated in each of these domains is calculated separately, which results in shorter computational times than simulating the complete train. Separating the train into different domains also allows us to identify the dominant aerodynamic noise sources during pass-by.

The geometry of the different domains was simplified to avoid overrefined meshes, without losing important geometry characteristics that might affect the turbulent air flow behaviour. Figure 2 shows the geometries of the front bogie, pantograph (folded and deployed) and inter-coach gap used in the CFD and aeroacoustic simulations.

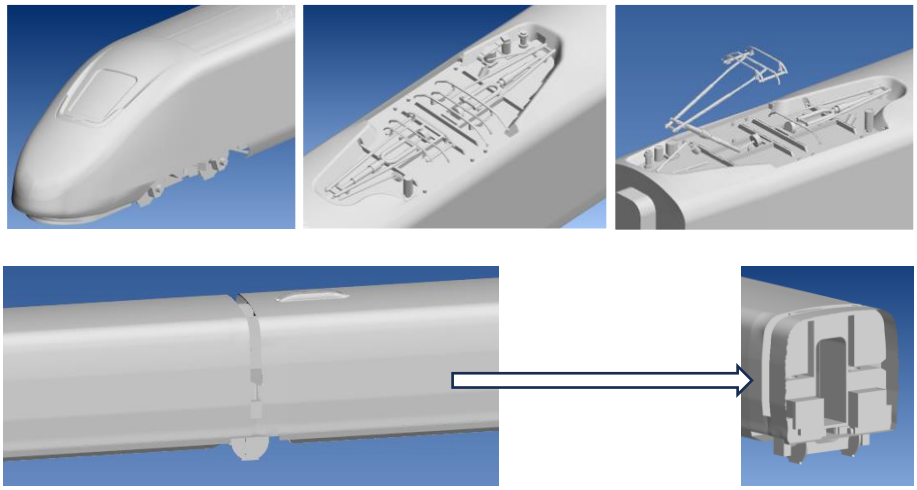


Figure 2: Geometry simplifications used in the simulation of the front bogie, folded and deployed pantograph, and inter-coach area (side view and cut in the *x*-axis section of the rolling gear).

2.2 Computational Fluid Dynamics Simulation

The CFD simulations were performed with Cradle [11], a software of Hexagon's Manufacturing Intelligence division. The meshes of the different domains were generated with the preprocessor of Cradle, using a voxel fitting approach. This method builds a voxel mesh directly from the geometry and inserts a prism-layer after the volume mesh generation.

Two different volumes are defined for each CFD simulation: a first volume to capture the flow behaviour in the region and a second volume to export the input data required to the aeroacoustic simulation. The first volume is the computational domain of the CFD simulation and should be large enough to capture a correct airflow behaviour.

Table 1 shows the dimension of the two volumes considered for each of the 6 domains calculated in this work, as well as the total number of elements.

Table 1: Characteristics of the CFD mesh generated for each domain.

Domain	CFD Volume (m) (length, width, height)	Export volume (m) (length, width, height)	Number of elements ($\times 10^6$)
Nose	75×33×14.5	7×3,5×4	51
Front bogie	130×30×14	28×6,5×2	47
Folded pantograph	134x120x61	8,5×6×7	39
2nd bogie	130×30×14	28×6,5×2	47
Inter-coach gap	65 ×33 ×11	15× 7 ×6,5	67
Deployed pantograph	134 ×120 ×61	8 ×3 ×3	17

The mesh and regions size defined in the CFD simulations vary due to the characteristics of each domain. Certain parameters, such as the size of the CFD region and the growth factor of the mesh were also optimized as this research work progressed. For example, the deployed pantograph was the last case simulated, and therefore, it was optimized based on the knowledge obtained from the previous simulations. As result, the deployed pantograph has the smallest number of elements, despite being the most complex case in terms of geometry details. As an example, Figure 3 shows a side view of the mesh used for the simulation of the inter-coach gap.

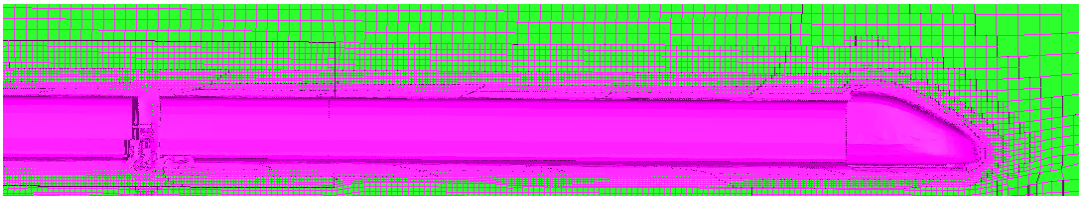


Figure 3: Side view of the CFD mesh used for the inter-coach gap.

The analyses were performed for a train velocity of 280 km/h, and therefore the airflow can be considered as incompressible. The initial conditions of the flow were obtained using a Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) model. These initial conditions were used as input in the transient analysis.

In the transient analysis, the turbulent flow was modelled using a Large Eddy Simulation (LES). The computational time varied depending on the region, between 5h (deployed pantograph) to 150h (bogies and nose). The simulations were performed in a CPU with 48 cores, 512 GB RAM and 2 processors Intel(R) Xeon(R) Gold 6248R @ 3GHz 2.99 GHz.

2.3 Aeroacoustic simulation

The aeroacoustic simulations were performed using Actran [12]. The noise sources were computed using the CFD data calculated with Cradle, through the iCFD tool of Actran. The iCFD tool reads the velocity field in the time domain, averages the data, and interpolates it to acoustic mesh in the frequency domain.

The frequency range of the acoustic analysis was limited from 200 to 1600 Hz to avoid very fine meshes. Additionally, experimental pass-by noise measurements of Talgo high speed train at 300 km/h indicate that frequencies higher than 1600Hz only contribute to increase the A-weighted equivalent continuous sound level ($L_{Aeq,T}$) in 1 dBA.

The aeroacoustic simulation aims to determine the noise generated at each region separately. Therefore, only the noise source and a small portion of the adjacent geometry are considered in the simulation. As an example, Figure 4 shows the domain considered for the front bogie. The computational domain is limited to the bogie region and the nose of the train. A first volume is used to calculate the noise source in the near-field, which is then calculated in the second volume and propagated to far-field points.

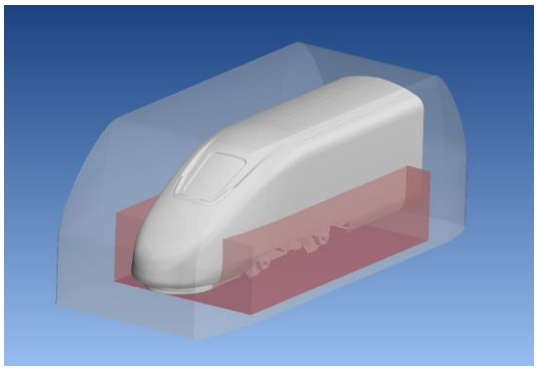


Figure 4: Volume meshes used in the aeroacoustic simulation of the front bogie.

The mesh size used in the aeroacoustic simulation was changed depending on the target frequency. Lower frequencies can be calculated with coarser meshes than high frequencies. Nevertheless, low frequencies require larger domains for the noise source computation than high frequencies. This work used different meshes for low and high frequencies, which was useful to limit the number of mesh elements, and therefore to optimize the computational time. The acoustic mesh should be coarser than the CFD mesh to ensure a valid interpolation.

The aeroacoustic field was computed using the Lighthill's analogy and the calculations were based on a FEM formulation.

The noise was propagated to the far-field using infinite elements with a non-reflective boundary. An observer position aligned with the noise source was defined at a distance of 7.5*m* and a height of 1.2*m* from the track, as defined by the ISO EN 3095: 2013 "*Measurement of noise emitted by railbound vehicles*".

The computational time varied depending on the mesh refinement considered for the different frequency ranges. The aeroacoustic simulation took approximately 1 hour per frequency step at low frequencies, and up to 5 hours per frequency step at the highest frequencies. The aeroacoustic simulation was performed in the same CPU as the CFD simulation.

3 Results

3.1 CFD results

This section presents the CFD results calculated for the six domains considered in this research work. Figure 5 shows the velocity field determined for the train nose in a *y*-axis section. The velocity increases significantly in the region of the front window, which indicates that the discontinuity between the window and the upper part of the train is the main source of aerodynamic noise in this region.

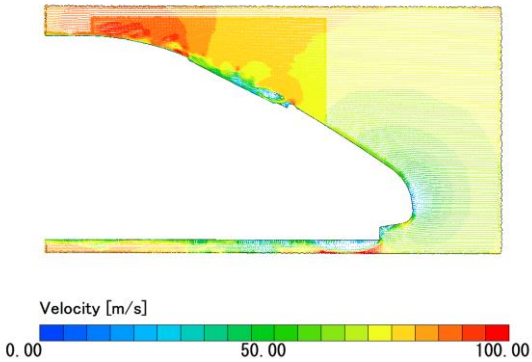


Figure 5 Velocity field calculated for the train nose.

Figure 7 shows the velocity field in the first and second bogies, which were computed together in the CFD simulation, due to their proximity, and the air flow of the front bogie affect the second bogie. The highest velocity values are observed in the first bogie.

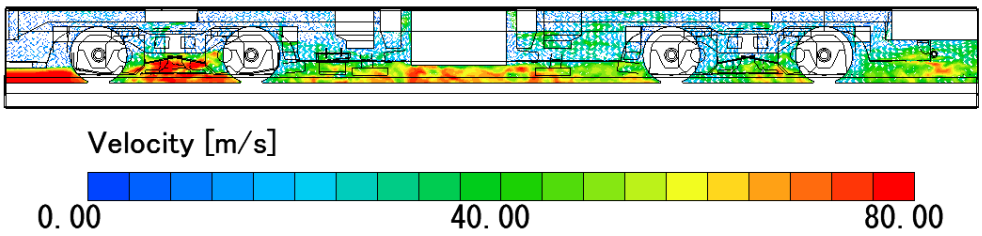


Figure 6: Velocity field in the front and second bogies.

Figure 8 displays the velocity field around the folded pantograph. The maximum values are located before and after the pantograph area, due to the discontinuity of the train surface.

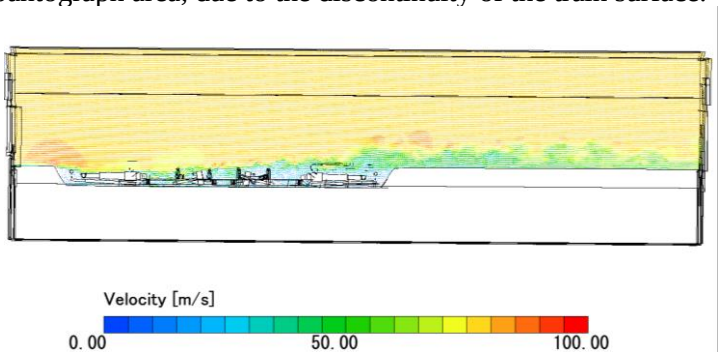


Figure 7: Velocity field in the folded pantograph.

Figure 9 shows the airflow behaviour around the deployed pantograph. There are several regions with maximum velocity values, and the airflow is visibly more disturbed than in the case of the folded pantograph.

Last, Figure 10 shows the airflow in the inter-coach gap area. The velocity values are low when compared to any of the other regions analysed in this work. The maximum values of velocity are observed in the bottom part of the inter-coach gap.

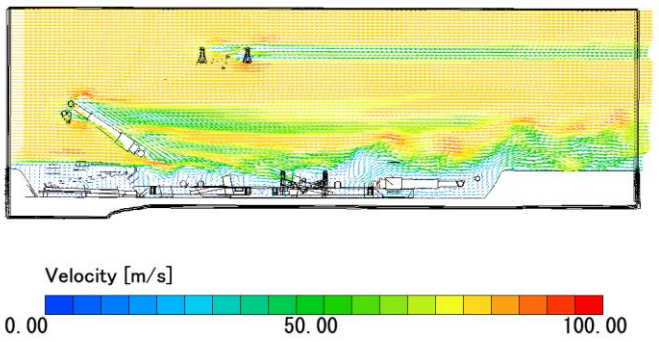


Figure 8: Velocity fiend in the deployed pantograph.

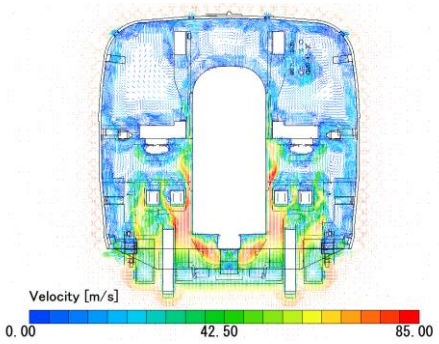


Figure 9: Velocity field in the inter-coach gap.

3.2 Aerodynamic noise results

This section presents some of the noise contour plots calculated for each domain. These plots provide important information regarding the location of the main noise source in each domain, per frequency. The plots presented in this section do include the colour scale for confidentiality reasons. The results are focused on the frequency of 400Hz, as it is one of the frequencies with the highest noise values, and the noise contours are very clear.

Figure 10 and 12 show the noise contours in the nose and bogie regions, respectively. In the nose, as expected, the higher values of noise are located close to the front window. In the 1st bogie, the maximum noise values are located between the wheels.

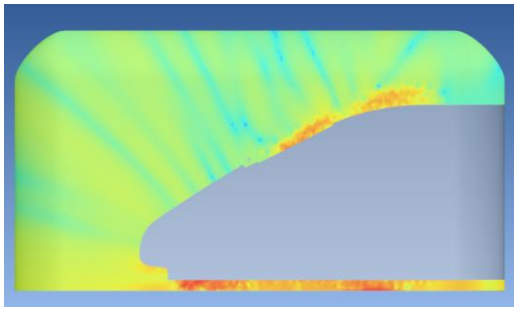


Figure 10: Noise contour in the nose (400Hz).

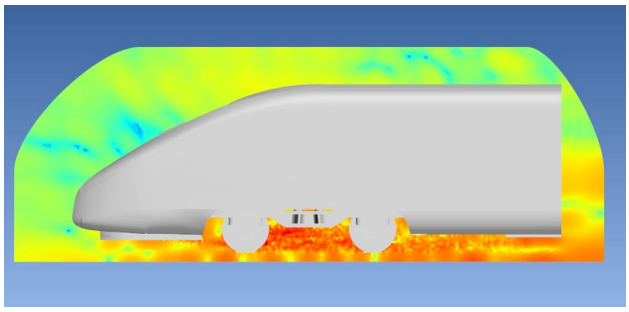


Figure 11: Noise contour in the front bogie (400Hz).

Figures 13 and 14 show the noise contours in the 2nd bogie and in the folded pantograph, at 400 Hz. The noise contour of the 2nd bogie is similar to the front bogie. The folded pantograph shows the highest noise values around the cavity. A similar behaviour is observed in the deployed pantograph (see Figure 14).

In the inter-coach gap, the noise is mainly produced in the bottom part, around the wheels, and therefore, the cavity of the inter-coach gap itself is not the main noise source.

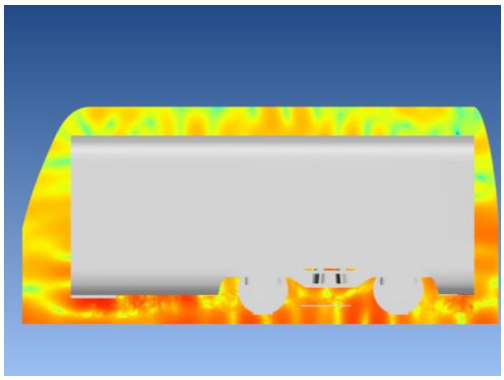


Figure 12: Noise contour in the 2nd bogie (400Hz).

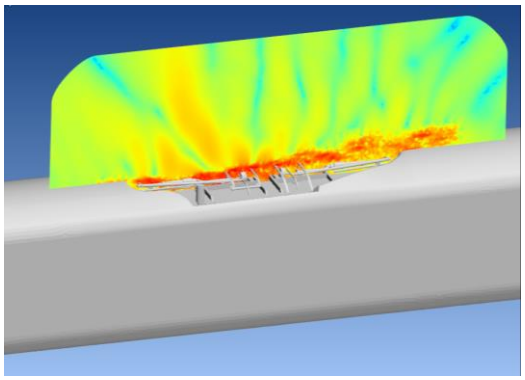


Figure 13: Noise contour in the folded pantograph (400Hz).

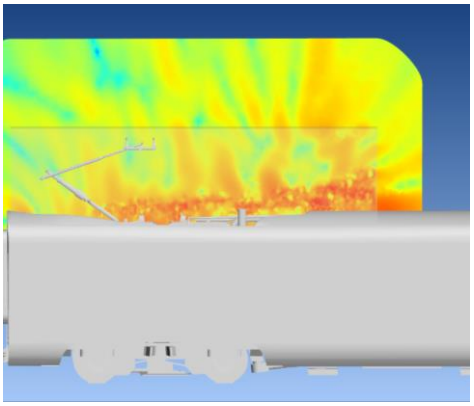


Figure 14: Noise contour in the deployed pantograph (400Hz).

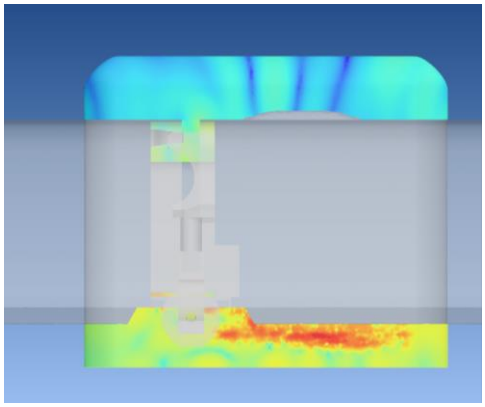


Figure 15: Noise contour in the inter-coach gap (400Hz).

3.3 Ranking of aerodynamic noise sources

This section presents a ranking of the aerodynamic noise sources present in the train at the velocity of 280 km/h. The overall sound pressure level (OASPL), in the frequency range from 200 to 1600Hz, was determined at an observer point at a distance of 7.5*m* and at a height of 1.2*m* from the track, as specified in the ISO EN 3095:2013: "*Measurement of noise emitted by rail bound vehicles*".

Table 2 shows the ranking of aerodynamic noise sources, with the results normalized for confidentiality reasons.

The noise source with the highest OASPL value at the observer position is the front bogie. This value is taken as the reference value, and the values presented for the other sources are relative to the front bogie. This means that, for example, the OASPL value found for the nose is 1dBA lower than the OASPL value calculated for the front bogie.

Based on this ranking, the front bogie, the nose, and the 2nd bogie have a similar contribution to pass-by noise. The pantograph and the inter-coach gap present a significantly lower value of OASPL than the front bogie.

Table 2: Ranking of the aerodynamic noise sources in the train at the velocity of 280 km/h (normalized). The variable *d* stands for the distance from the track, and *h* to the height relative to the top of the rail.

Domain	OASPL d=7.5m, h=1.2m
Front bogie	0 dBA (maximum value as reference)
Nose	-1 dBA
2nd bogie	-2 dBA
Folded pantograph	-8 dBA
Inter-coach gap	-8 dBA
Deployed pantograph	-10 dBA

3.4 Comparison with experimental results

This section compares the computational results with experimental data. Separating the aerodynamic noise sources from the rolling noise and from the noise produced by the different equipment such as compressors, fans and traction systems is not a simple task. Current literature indicates that beamforming methods [13] show good results in separating different noise sources, however, those methods imply a complex experimental setup and instrumentation on track.

Therefore, for the validation, the aerodynamic noise sources determined computationally were summed up to the rolling noise measured in positions close to the wheels where rolling noise is dominant. The acoustic power of the onboard equipment was added based on data provided by the suppliers.

Figure 16 compares the calculated pass-noise curve with two different measurements. The simulation presents a good agreement with the experimental data. The value of $L_{Aeq,T}$ of the calculated and an average of the two experimental curves differs in 1 dBA.

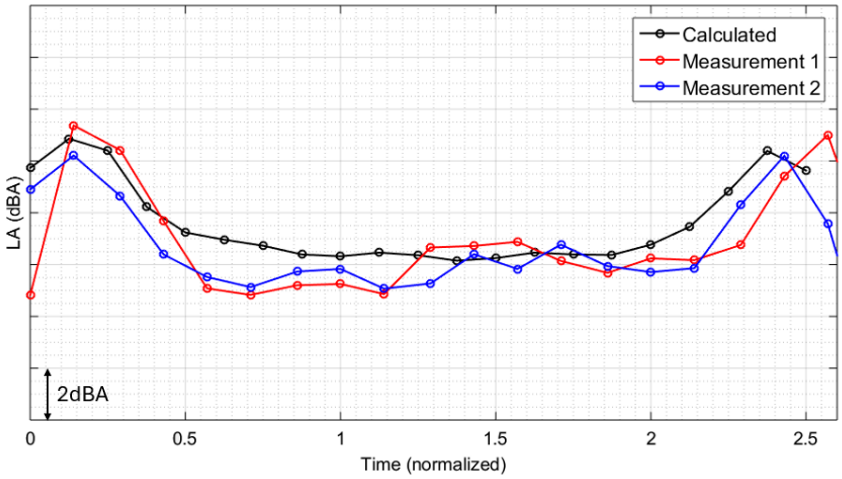


Figure 16: Calculated pass-by noise curve (normalized) compared to two different measurements (velocity of 280 km/h).

The head and the tail present a good fit with the experimental data, showing that the values determined for the pantograph (folded and deployed) are realistic. Many literature sources refer that the pantograph is a dominant noise source [14], however, that is not observed in Talgo high-speed trains.

Figure 17 shows the different components considered in the calculation of the pass-by noise curve. Equipment noise, at the speed of 280 km/h, can be neglected, as it is not relevant to the overall noise. In the middle region of the train, the rolling and aerodynamic noise seem to have the same contribution at this velocity, which is in line with current literature. Aerodynamic noise sources are particularly important in the beginning of the curve, a region that corresponds to the 1st and 2nd bogies, nose, and folded pantograph.

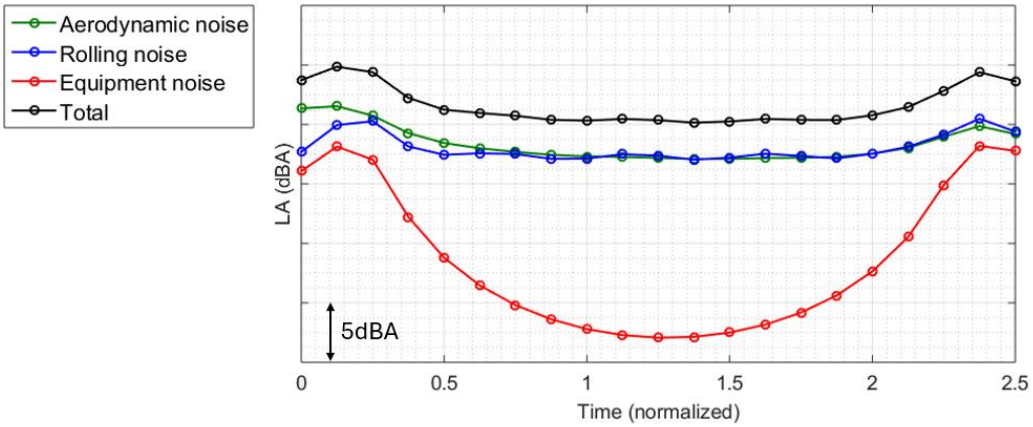


Figure 17: Different noise components during a pass-by at 280 km/h.

4 Conclusions

This work determined the aerodynamic noise generated by different regions of a high-speed train at the operating velocity of 280 km/h. The aerodynamic noise contribution of the 1st and 2nd bogies, nose, folded and deployed pantograph and inter-coach gap was calculated using a hybrid approach.

The velocity field in each region was determined with a LES. This data was used as input in an aeroacoustic simulation based on the Lighthill's analogy. The near-field results were propagated to the far-field using infinite elements.

The velocity and noise contour plots are presented for different regions of the train, which allows to identify problematic areas, with higher values of aerodynamic noise. In addition, a ranking of the aerodynamic noise sources originated during a pass-by at high speed was presented. It was found that the dominant noise source is the front bogie, closely followed by train nose and the 2nd bogie and.

Experimental values of rolling noise and equipment noise were added to the calculated aerodynamic noise and propagated to the far-field. The resultant pass-by noise curve was compared to experimental data. The calculated and experimental pass-by noise curves (considering frequencies from 200 to 1600Hz) show a good agreement, with a 1 dBA difference in $L_{Aeq,T}$.

Future work will focus on improving the calculation time in order to reach higher frequencies, beyond the maximum frequency of 1600 Hz considered in this work.

References

[1] D. d. F. Soares, S. Eliziario and J. D. Galvincio, "Greenhouse Gas Emissions in Railways: Systematic Review of Research Progress," Buildings, vol. 14, no. 2, 2024.

[2] R. Barcikowska and E. Wawrzyn, "Selected Sources of Research Funding in Railway Transport," WUT Journal of Transportation Engineering, vol. 136, pp. 85-99, 2023.

[3] M. Nold and F. Corman, "How Will the Railway Look Like in 2050? A Survey of Experts on Technologies, Challenges and Opportunities for the Railway System," IEEE Open Journal of Intelligent Transportation Systems, vol. 5, pp. 85-102, 2024.

[4] R. Pieren, F. Georgiou, G. Squicciarini and D. Thompson, "Auralisation of combined mitigation measures in railway pass-by noise," in InterNoise, Glasgow, UK, 2022.

[5] J. Zhang, G. Squicciarini and D. J. Thompson, "Implications of the directivity of railway noise sources for their quantification using conventional beamforming," Journal of Sound and Vibration, vol. 459, no. 27, 2019.

[6] J. Friedrich and M. Schafer, "Acoustics Simulation in the Presence of Moving Interfaces in Multiphase Flows," in 6th European Conference on Computational Mechanics, Glasgow, 2018.

[7] J. Solé and P. Huguenet, "Good practices in railway vibration prediction using empirical and hybrid models," Procedia Engineering, vol. 199, pp. 2669-2674, 2017.

[8] B. d. Brye, A. Poulos, C. Legendre and G. Lielens, "A cost-effective computational technique for aeroacoustic," in ISMA 2020 Conference, 2020.

[9] J. Ferziger, "Large Eddy Simulation: An Introduction and Perspective," in New Tools in Turbulence Modelling. Centre de Physique des Houches, Berlin, 1997.

[10] S. Caro, P. Ploumhans and X. Gallez, "Implementation of Lighthill's Acoustic Analogy in a Finite/Infinite Elements Framework," in 10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Belgium, 2004.

[11] HEXAGON, "Cradle CFD Version 2021 Release Notes," 2021.

[12] HEXAGON, "Actran 2022 - User's Guide ActranVI," 2022.

[13] I. L. Arteaga, M. Rissmann, M. Á. Garralaga, D. Thompson, M. Abom, E. Cierco, M. Dittrich, E. Sarradj and M. Garcia, "The TRANSIT project: innovation towards train pass-by noise source characterisation and separation tools," Transportation Research Procedia, vol. 72, pp. 989-996, 2023.

[14] M. Ikeda, T. Mitsumoji, T. Sueki and T. Takaishi, "Aerodynamic Noise Reduction of a Pantograph by Shape-Smoothing of Panhead and Its Support and by the Surface Covering with Porous Material," Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design, vol. 118, p. 419–426, 2012.

[15] T. Tonai, E. L. Iglesias, T. Uda, T. Kitagawa, J. M. Paniagua and J. G. García, "Component-Based Model to Predict Aerodynamic Noise from High-Speed Train Bogies," Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems, pp. 199-208, 2024.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ANÁLISIS DEL EFECTO SUELO EN LA PROPAGACIÓN DEL SONIDO SOBRE PROYECTOS HÍBRIDOS DE ENERGÍA FOTOVOLTAICA Y EÓLICA

Mikel Amatriain Ormazabal[1]

[1] RWE Renewables Iberia
Mikel.Amatriain@rwe.com

Resumen
En un proyecto de hibridación coexisten en un único punto de conexión varias tecnologías de generación renovable, con o sin almacenamiento (BESS). La hibridación no está muy extendida en España y Portugal, pero recientemente se ha iniciado tramitación y construcción de numerosos proyectos que hibridan la energía solar fotovoltaica con la eólica.

La inclusión de grandes áreas de paneles fotovoltaicos puede alterar las condiciones del suelo, podría aumentar las reflexiones y favorecer la propagación del sonido. Analizamos el efecto suelo en la propagación sonora de la coexistencia de las tres tecnologías, eólica, solar fotovoltaica y almacenamiento para diferentes localizaciones, configuraciones y condiciones..

Palabras clave: Ruido, hibridación, eólica, fotovoltaica, BESS.

Abstract
In a hybrid project, several renewable generation technologies, with or without storage (BESS), coexist in a single connection point. Hybridization is not widespread in Spain and Portugal, but recently has begun permitting and construction of numerous projects that hybridize solar photovoltaic with wind.

The inclusion of large areas of photovoltaic panels can alter ground conditions, could increase reflections and favour sound propagation. We analysed the ground effect on the sound propagation of the coexistence of the three technologies, wind, solar photovoltaic and storage for different layouts, locations and conditions.

Keywords: Noise, hybridisation, wind, photovoltaic, BESS.

PACS nº. 43.50.Rq, 43.50.Vt, 88.50.-k, 88.40.-j

1 Introducción

En una planta de generación híbrida pueden coexistir diferentes tecnologías con un mismo punto de conexión a la red, de manera que se comparten infraestructuras como la subestación y la línea de evacuación, terrenos actualmente arrendados y caminos de acceso para la operación, así como relaciones con los organismos locales tanto administrativos como sociales, permitiendo una mejor aceptación social.

En el caso de España y Portugal, al disponer de unas condiciones privilegiadas en recurso eólico y solar, permite optimizar los puntos de conexión de forma eficiente y estable. Después de Chipre; Andalucía, Murcia, Canarias y Algarve son las regiones que disponen de los mayores potenciales en recurso solar de toda Europa.

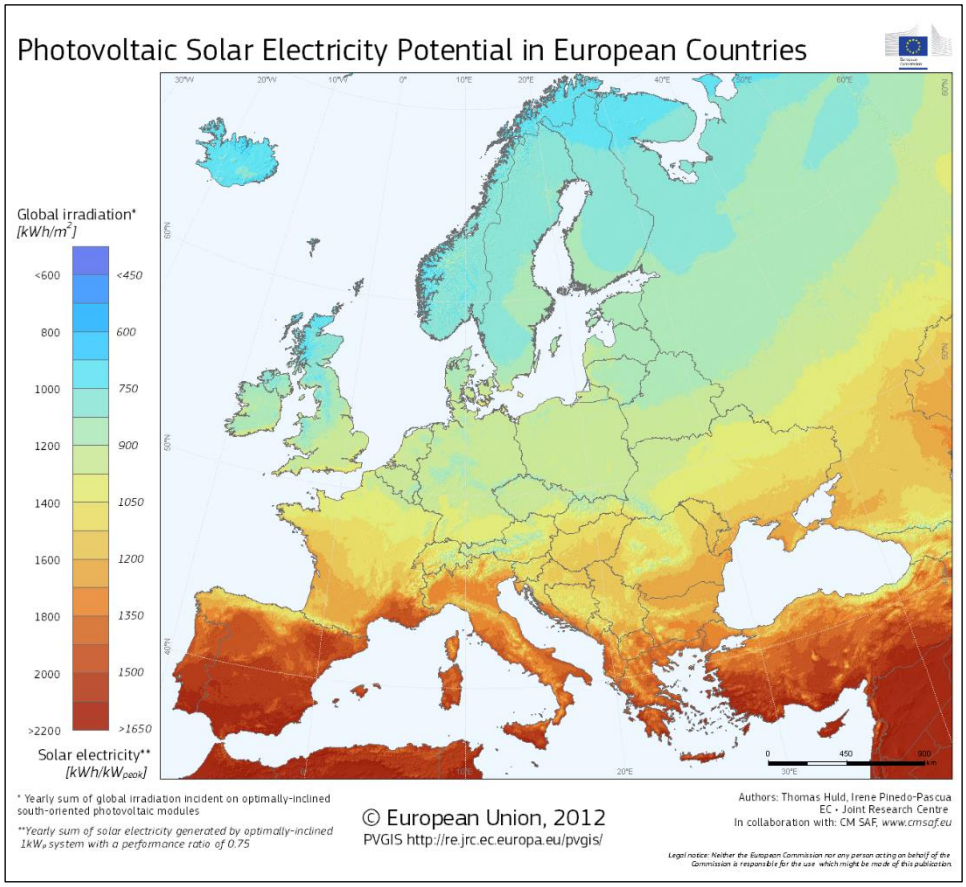


Figura 1 – Potencial fotovoltaico en Europa [1].

El Real Decreto-ley 23/2020, de 23 de junio, por el que se aprueban medidas en materia de energía y en otros ámbitos para la reactivación económica, habilita la hibridación, esto es, el acceso a un mismo punto de la red de instalaciones que empleen distintas tecnologías de generación siempre que esto resulte técnicamente posible. Se modifica la Ley 24/2013, de 26 de diciembre para permitir la autorización de instalaciones con una potencia instalada superior a la potencia de acceso y conexión otorgada. Se introduce además una modificación a la Ley 24/2013, de 26 de diciembre, para incluir la definición de instalaciones de almacenamiento, las cuales podrán ser titularidad de distintos sujetos del sistema

eléctrico. La adición de elementos de almacenamiento de energía no implicará que se modifique la tecnología de la instalación.

Puesto que el recurso no tiene por qué coincidir temporalmente, la hibridación permite optimizar la evacuación de energía, logrando así un mayor aprovechamiento de la red existente, una mejor utilización del recurso renovable y unas mayores sinergias ambientales.

El Ministerio holandés de Infraestructura y Gestión del Agua investigó en 2020 el uso de la energía fotovoltaica mediante paneles solares en las proximidades de sus carreteras y autopistas. Uno de los temas de investigación fue el efecto de los paneles sobre la propagación sonora del ruido del tráfico rodado, ya que las propiedades acústicas del suelo cambian [2]. En este estudio se realizaron mediciones en un campo de paneles solares con altavoz y micrófonos a 4,5 m de altura. Se utilizó un terreno de referencia de similares características junto a la instalación fotovoltaica para la comparación del efecto del suelo. Los resultados mostraron tanto un aumento como una disminución de los niveles de banda de octava de más 10 dB. Los resultados numéricos demostraron que el efecto acústico es sensible, en particular, a la altura del receptor.

Ante la posibilidad de proyectos de hibridación, junto con la adición de sistemas de almacenamiento, principalmente en parques eólicos existentes, sugiere la necesidad de investigar el efecto del suelo en fuentes a diferentes alturas.

2 Implicaciones acústicas de la hibridación

2.1 Principales fuentes de ruido

Aunque los paneles solares en sí son en gran medida silenciosos, la infraestructura en torno a los proyectos comerciales fotovoltaicos más grandes generan sonido [3].

Las baterías son células electroquímicas que pueden convertir la electricidad en energía química (y por lo tanto, almacenarla) y viceversa. Se dividen en diferentes tipos con respecto a su composición química. Cada batería tiene diferentes características siendo los parámetros más importantes: su tamaño, densidad energética, ciclo de vida y costo. En cuanto a su integración con los sistemas de energías renovables, las baterías tienen que ser recargables para poder ser utilizadas repetidamente. Los tres tipos más comunes de baterías recargables son el plomo-ácido, el níquel-cadmio y el litio-ion.

La adición de elementos de almacenamiento supone la inclusión de fuente de ruido importantes dada la necesidad de refrigeración de estos elementos. Existen diferentes tecnologías de almacenamiento y refrigeración, con una constante evolución tecnológica. Sin embargo, a escala industrial, la necesidad de refrigeración es un punto común en todas las tecnologías actuales.

En función de la cantidad de la potencia de almacenamiento instalada, esta aportación puede ser relevante, ya que en proyectos a gran escala se pueden instalar cientos de unidades en superficies relativamente pequeñas.

Los inversores (en cadena o centrales) son también una fuente importante de ruido. Tanto una instalación fotovoltaica, como una instalación de almacenamiento, necesita de inversores para convertir la corriente continua en corriente alterna. Sin embrago el número de inversores por instalación es menor que el de unidades de almacenamiento. Además, en plantas fotovoltaicas, estas fuentes se encuentran distribuidas

en la superficie de la instalación, reduciendo su impacto y pudiendo ser apantalladas por los propios paneles solares.

Otros elementos como seguidores, en caso de haberlos, son elementos que permiten orientar los paneles a la orientación del sol. No son fuentes relevantes y generalmente, están apantalladas por los propios paneles fotovoltáicos.

Es necesario que la maquinaría o equipamiento esté correctamente determinada mediante estándares como los definidos en las series ISO 3740, como la ISO 3744 [4] o mediante métodos de ingeniería como la ISO 8297 [5] para la determinación de los niveles de potencia acústica de las instalaciones industriales de múltiples fuentes.

En las hibridaciones se incluirán nuevos transformadores de media tensión y los transformadores principales de la instalación operaran a plena carga en periodos de tiempo superiores a las instalaciones con un único recurso.

2.2 Modificación de las condiciones de contorno, effecto de suelo y apantallamiento

La inclusión de grandes superficies de paneles fotovoltaicos modifica las condiciones de suelo pudiendo resultar en una mayor reflexión en el ruido proveniente de los aerogeneradores.

Por otro lado, el uso combinado de paneles fotovoltaicos puede servir de apantallamiento sobre elementos situados a baja altura como son los armarios o contenedores de almacenamiento, los inversores, o los seguidores. Los paneles solares se pueden configurar situándolos estratégicamente para mejorar la mitigación del ruido.

La ocupación de la superficie por paneles fotovoltaicos reduce la vegetación en la zona. Si la vegetación es lo suficientemente densa como para bloquear la línea de visión entre la fuente y el receptor puede atenuar el sonido, principalmente en frecuencias más altas, ISO 9613-2 [6]. En el modelado del ruido de los aerogeneradores, debido a que las turbinas eólicas suelen estar a mayor altura que los receptores, hay poca influencia real entre la fuente y el receptor.

2.3 Modificación de los tiempos de operación de distintas tecnologías

La combinación de diferentes tecnologías de producción y almacenamiento puede permitir la reducción o incremento de la carga en diferentes periodos del día. Esta flexibilidad puede ser aprovechada para minimizar el impacto acústico de una instalación, por ejemplo reduciendo la potencia de un aerogenerador frente a otro con menor impacto acústico o adaptando las cargas y descargas en un sistema de almacenamiento limitando la emisión en periodo nocturno.

3 Configuraciones photovoltaicas

La configuración más común en las instalaciones fotovoltaicas a escala industrial es con orientación sur. Existen otras configuraciones como la Este-Oeste, que pueden incorporar un gran número de paneles con una menor separación, ofreciendo una ventaja en lugares donde la disponibilidad de terreno es limitada. Es más común encontrar este tipo de configuración en cubiertas de edificios, si bien también se pueden encontrar en infraestructuras como carreteras o fotovoltaica flotante. La instalación agro

voltaica es también de gran interés al compaginar explotaciones agrícolas con instalaciones fotovoltaicas. Los paneles se sitúan con mayor separación y mayor elevación, normalmente en orientación sur.



Figura 2 – Configuraciones de instalaciones fotovoltaicas.

4 Atenuación del suelo en parques eólicos

La atenuación del suelo, A_{gr}, es principalmente el resultado del sonido reflejado por la superficie del suelo interfiriendo con el sonido que se propaga directamente de la fuente al receptor. La ISO 9613-2 define dos métodos de cálculo, el método general y el método simplificado.

Para el método general se especifican tres regiones distintas para la atenuación del suelo: región de la fuente, región del receptor y región intermedia. La región de la fuente se extiende a lo largo de una distancia de la fuente hacia el receptor de 30 veces la altura de la fuente. Los aerogeneradores están caracterizados como fuentes puntuales a la altura de buje, por lo que en parques eólicos modernos, con alturas de buje superiores a 100 metros, la región de la fuente se extiende a distancias superiores a 3 Km. La región del receptor se extiende a 30 veces la altura del receptor, siendo esta de 120 metros para una altura de receptor de 4 metros (altura mínima recomendada para predicciones). De forma general, las regiones fuente y receptora se superponen, al superar la distancia entre fuente y receptor, por lo que no hay región media.

Las propiedades acústicas de cada región se consideran a partir del factor de suelo G. Si una región se caracteriza por N secciones, se realiza un promediado de G para las N secciones.

Para alturas de fuente (o receptor) elevadas, y distancias entre fuente y receptor inferiores a 30*(hs+hr) la atenuación por suelo se simplifica para todas las contribuciones en bandas de octava a A_{gr}=-1.5 dB independientemente del valor de G para las bandas igual o menores a 1000 Hz y entre 0 y -1.5 dB para las bandas superiores en función del valor de G, independientemente de la altura de fuentes y receptores. Una atenuación negativa significa un incremento en los niveles sonoros calculados.

Para el método simplificado la influencia del suelo es independiente del tipo de suelo y sus propiedades acústicas. Para una altura media h_m de la trayectoria de propagación por encima del suelo, expresada en metros y una distancia d expresada en metros la atenuación se calcula mediante la fórmula (1)

$$A_{gr} = 4{,}8 - \left(\frac{2h_m}{d}\right)\left[17 + \left(\frac{300}{d}\right)\right] \geq 0\ dB\,, \qquad (1)$$

Para un terreno llano, considerando una altura de la fuente de 100 metros y un receptor a 4 metros, los valores de A_{gr} serán 0 dB para distancias inferiores a 390 metros y la atenuación del suelo será de 3 dB para una distancia de 1000 metros.

La corrección K_{geo} (2) es la corrección de la geometría debido a las relaciones distancia-altura, para h_s la altura de la fuente sobre el suelo, h_r la altura del receptor sobre el suelo y d_p la distancia entre la fuente y el receptor, todas expresadas en metros. Para distancias superiores a 500 metros, la corrección debido a la geometría tiende a 1.

$$K_{geo} = \frac{d_p^2+(h_s-h_r)^2}{d_p^2+(h_s+h_r)^2}, \qquad (2)$$

Cuando la atenuación del suelo se calcula utilizando el método simplificado, se debe incluir una corrección de directividad D_Ω. Esta corrección tiene en cuenta el aumento aparente del nivel de potencia acústica de la fuente debido a la reflexión del suelo sin pérdida de reflexión y tiende a 3 dB para distancias superiores a 500 metros.

$$D_\Omega = 10lg\left(1 + K_{geo}\right) dB\,, \qquad (3)$$

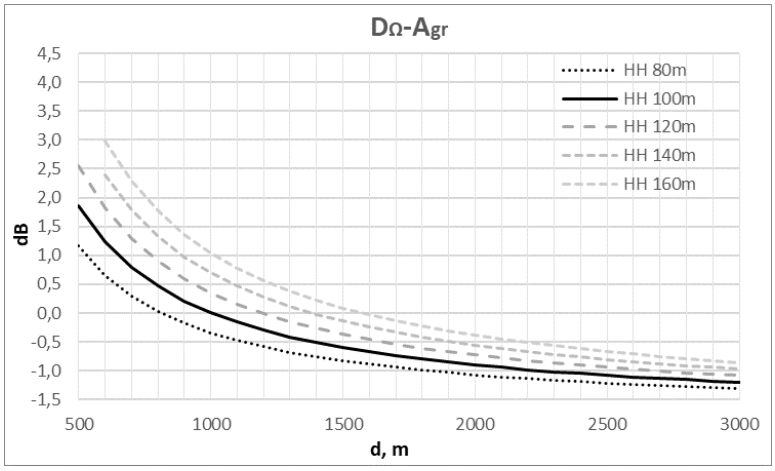


Figura 3 – Corrección de directividad menos atenuación del suelo para método simplificado considerando diferentes alturas de buje.

Los receptores cercanos a un parque eólico habitualmente se encuentran a distancias de entre 500 y 1000 metros. Se puede ver cómo, con el método simplificado, la corrección para un aerogenerador con altura de torre de 100 metros, es de 0 dB para una distancia de 1000 metros, teniendo una corrección positiva para distancias inferiores. Para una altura de buje de 160 metros para distancias inferiores a 600 metros los resultados muestran una atenuación del suelo de 0 dB, resultado en una corrección constante de 3 dB debido a la corrección por directividad.

El método posiblemente no es el más adecuado para una fuente de ruido a gran altura. Se podría pensar en ajustar la corrección en base a otros criterios, como los métodos utilizados en ruido de aviación, como el FLULA2 suizo [7], S. Pietrzko desarrolló una fórmula de atenuación del ruido de los aviones a partir de consideraciones teóricas y comparaciones con los valores de nivel calculados y medidos en las estaciones de monitorización, en el que la atenuación por el suelo tiene en cuenta el ángulo de elevación β entre la fuente y el receptor, siendo la corrección de 0 dB para ángulos inferiores a 15º. Para un aerogenerador con altura de buje de entre 100 y 120 metros, en terreno llano, este ángulo se sobrepasa

para distancias inferiores a, entre 400 y 500 metros. En general, se podría establecer una distancia de 4 veces la altura del buje del aerogenerador como límite para valorar el efecto del suelo.

El factor suelo tiene un impacto relevante en los niveles de sonido modelados. La consideración de un suelo de tipo blando o poroso (G=1) resulta en niveles sonoros menores a los resultados obtenidos al considerar un suelo de tipo duro o reflectante (G=0). Las instalaciones renovables, normalmente se encuentran en regiones de tipo forestal o agrícola, por lo que cabría pensar que el tipo de suelo a considerar es de tipo blando con un factor de suelo cercano a G=1. Sin embargo, muchos estudios han demostrado que el uso de un factor suelo muy blando subestima los niveles de sonido reales [8]. Kaliski y Duncan [9] encontraron que el uso de G=1 sobre las tierras agrícolas subestima en una media de 5 dB los niveles de inmisión reales, mientras que un estudio del centro de Energía Limpia y el Departamento de Protección Ambiental de Massachusetts encontró una subestimación de hasta 7 dB [10].

El Grupo de Trabajo sobre el ruido de los aerogeneradores del Instituto de Acústica del Reino Unido (IoA) recomendó la no utilización de un factor de G=1 en la evaluación de parques eólicos. Recomendando el uso de factores entre G=0 y G=0.5 en función de la consideración del ajuste por la incertidumbre en la emisión de los aerogeneradores [11].

La reciente actualización de la ISO 9613-2 incluye un anexo relativo a la aplicación del método en tecnología eólica siguiendo la misma línea de recomendación del IoA. Igualmente, la recientemente publicada IEC TS 61400-11-2 [12], relativa a las técnicas y métodos normalizados aplicables a la medición de la inmisión de ruido en sistemas de generación de energía eólica sigue estas recomendaciones.

Para los requisitos de cálculo operativo de la metodología CNOSSOS, la absorción acústica de un suelo está representada por un coeficiente adimensional G, entre 0 y 1. G es independiente de la frecuencia. En la Tabla 1 figuran los valores G para el suelo al aire libre. En general, el promedio del coeficiente G sobre una trayectoria toma valores entre 0 y 1. Aquí la media G representa la fracción absorbente a lo largo de la trayectoria.

Tabla 1 – Valores de G para diferentes tipos de suelo recomendados para el método CNOSSOS-EU [13].

Descripción	**Tipo**	**Valor G**
Muy blando (con nieve o con hierba)	A	1
Suelo forestal blando (con brezo corto y denso o musgo denso)	B	1
Suelo blando no compacto (césped, hierba o suelo mullido)	C	1
Suelo no compacto normal (suelo forestal y suelo de pastoreo)	D	1
Terreno compactado y grava (césped compactado y zonas de parques)	E	0,7
Suelo denso compactado (carretera de grava o aparcamientos)	F	0,3
Superficies duras (hormigón y asfaltado convencional)	G	0
Superficies muy duras y densas (asfalto denso, hormigón y agua)	H	0

En general, los valores de la absorción del terreno son muy elevados en comparación con las recomendaciones para parques eólicos. Esta sobreestimación de la absorción del terreno se debe principalmente a la altura de la fuente, situada a alturas superiores a los 100 metros en los aerogeneradores modernos. La emisión de los aerogeneradores se caracteriza como una fuente puntual a altura de buje, a partir de mediciones de acuerdo a la IEC 61400-11 [14].

En el caso del modelo Nord2000 [15], es un modelo más sofisticado, la clasificación de las superficies del suelo se define por la impedancia acústica normalizada Z y por el parámetro de rugosidad del suelo σ_r. Cada segmento de terreno recto en el modelo de terreno simplificado se le asigna un valor de Z (o mezcla de valores) y de σ_r. El parámetro de rugosidad se utiliza para cuantificar el desnivel de cada

segmento del terreno. El suelo se caracteriza generalmente por la resistividad del flujo del suelo y la impedancia del suelo se calcula utilizando el modelo de impedancia de un parámetro de Delany y Bazley [16]. A partir de la resistividad al flujo se calcula la impedancia para diferentes frecuencias (en tercios de octava). La impedancia del suelo Z se utiliza para calcular el coeficiente Q de reflexión esférica para propagación coherente y el coeficiente R de reflexión para propagación incoherente.

Podemos ver en la Tabla 2, como existen similares criterios de clasificación del factor de suelo para las tres metodologías de cáculo: ISO9613-2, CNOSSOS y Nord2000.

Tabla 2 – Clasificación de impedancia para resistividad al flujo y factor G [17].

Clase de Impedancia	**Resistividad al flujo (kNsm^{-4})**	**Equivalencia ISO9613-2**	**Equivalencia CNOSSOS**	**Clase de Resistividad al flujo (NordTest)**	**Descripción**
A	12.5	1	1	10 - 16	Muy blando (nieve)
B	31.5	1	1	25-40	Suelo forestal (arbusto, musgo)
C	80	1	1	63-100	Tierra suelta, campo labrado, césped
D	200	1	1	160-250	Suelo normal no compactado
E	500	0	0.7	400-630	Suelo compactado
F	2000	0	0.3	2000	Suelo muy compactado, gravilla
G	20000	0	0	20000	Superficie dura (asfalto)
H	200000	0	0	200000	Superficie muy dura (hormigón, agua

5 Comparación de diferentes modelos para las tres tecnologías a estudio

Se realiza el modelado de una planta de hibridación con 2 aerogeneradores de 6 MW situados al norte y sur de una parcela de unas 20 hectáreas de terreno llano, junto con una planta fotovoltaica de aproximadamente la misma potencia con una superficie en paneles de unas 10 hectáreas. Se incluye además un sistema de almacenamiento con una capacidad de 12 MWh situado al oeste de la parcela.

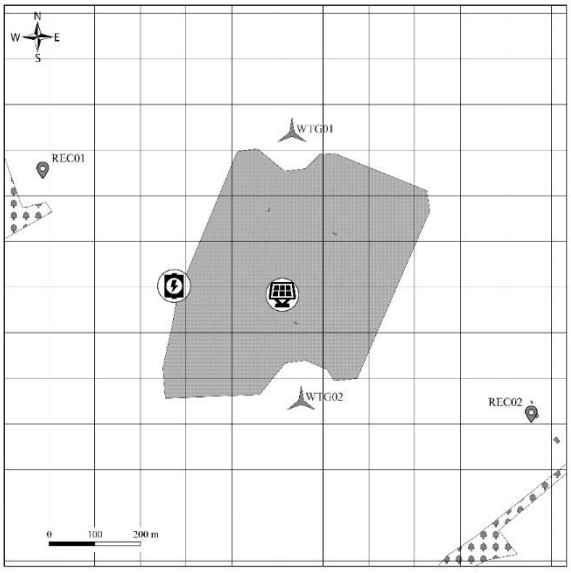


Figura 4 – Esquema de localización de fuentes y receptores.

Se comparan los resultados para tres metodologías ISO 9613-2, CNOSSOS-EU y Nord2000. Para la modelización de las fuentes se utilizan fuentes puntuales para los aerogeneradores, inversores en cadena y transformadores de media tensión para la instalación fotovoltaica y dos refrigeradores por contenedor además de la estación de potencia para el sistema de almacenamiento. A la emisión del almacenamiento

se le incluye un factor de directividad de tipo cardioide al situarse las fuentes en una de la cara de los contenedores.

Se realiza la simulación de cada una de las tecnologías por separado considerando diferentes factores de suelo, tanto como factor general del modelo con factores de G=0, 0.5 y 1, así como para la región ocupada por los paneles solares, considerando un G=0 para la superficie de los paneles y para la superficie ocupada por los mismos (incluyendo separaciones y caminos).

La evaluación se realiza sobre dos puntos de control, uno situado al este de la instalación (R02) y el otro situado al oeste (R01). Ambos puntos se encuentran aproximadamente a 500 metros de cada aerogenerador con una región de paneles fotovoltaicos de similares dimensiones. El sistema de almacenamiento se sitúa al oeste de la planta fotovoltaica, de manera que la trayectoria desde la fuente de ruido del almacenamiento al punto R01 no atraviesa la región ocupada por los paneles, mientras que en la trayectoria desde el almacenamiento al punto R02 los paneles ocupan alrededor del 50% del trayecto.

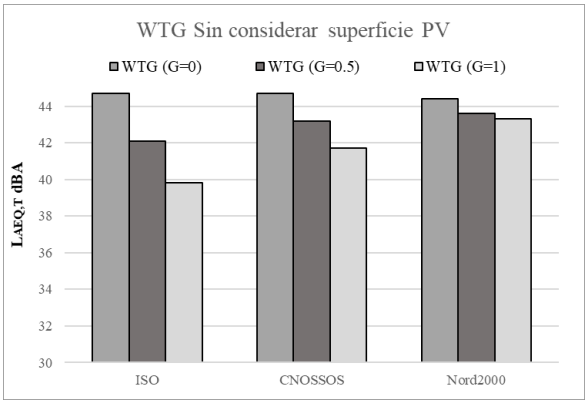


Figura 5 – Comparativa de la aportación de los aerogeneradores en R02 para diferentes factores de suelo y métodos de cálculo

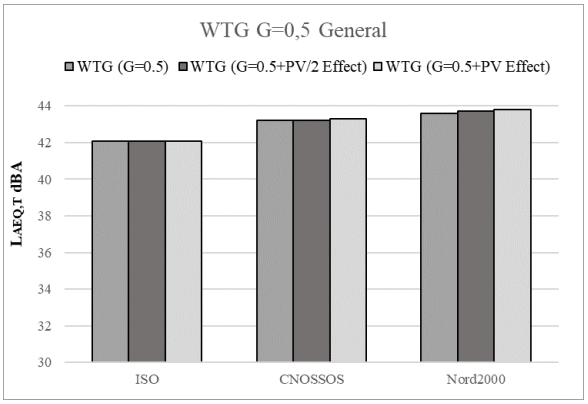


Figura 6 – Comparativa del efecto de los paneles sobre la aportación de los aerogeneradores para R02

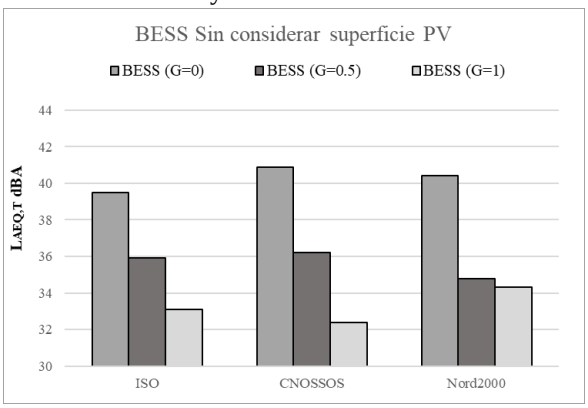


Figura 7 – Comparativa de la aportación de las baterías en R02 para diferentes factores de suelo y métodos de cálculo

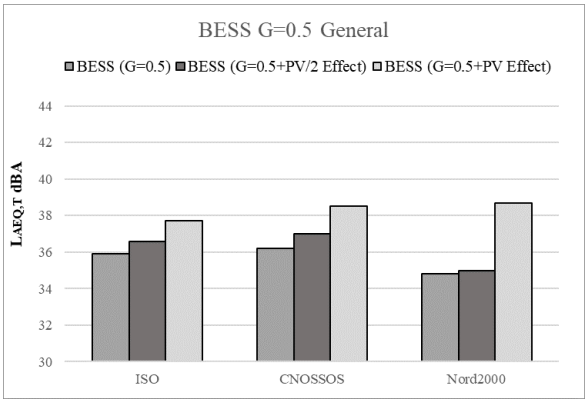


Figura 8 – Comparativa del efecto de los paneles sobre la aportación de las baterías para R02

Podemos apreciar que el método ISO 9613-2 es el más sensible a la variación del factor de suelo general al evaluar la aportación de los aerogeneradores con una diferencia de hasta 5 dB entre G=0 y G=1. Estos resultados muestran una diferencia similar a la mencionada en el apartado 4. El método CNOSSOS muestra una diferencia máxima de 3 dB y el método Nord2000 es el menos sensible con una diferencia de 1.1 dB, con niveles en el rango superior si se comparan con el método ISO 9613-2. Al comparar la

aportación del sistema de almacenamiento para diferentes factores de suelo, podemos observar diferencias de hasta 8.5 dB para el modelo CNOSSOS entre comparando un factor G=0 con G=1.

Al modelar el efecto de los paneles fotovoltaicos sobre la propagación del ruido de los aerogeneradores, con una fuente puntual situada a 115 metros, el efecto de la inclusión de la región reflectante es mínimo con diferencias máximas de 0.2 dB para el modelo Nord2000 y nulas para el modelo ISO 9613-2, independientemente del factor de suelo utilizado. Sin embargo al comparar la aportación de los contenedores de almacenamiento, con una fuente puntual situada a 1.6 metros (altura media de los ventiladores), se aprecia que el método más sensible a la inclusión de los paneles fotovoltaicos y la región reflectante es el modelo Nord2000 con un incremento de hasta 3.9 dB. El método CNOSSOS se encuentra en niveles intermedios con un incremento de 2.3 dB, mientras que el método ISO 9613-2 es el menos sensible con un incremento de 1.8 dB.

El modelado del sistema de almacenamiento con un único factor de suelo general de G=0.5, sin considerar la región ocupada por los paneles fotovoltaicos, resulta en los mismos niveles sonoros que el modelado del sistema con un G=1 general y una región reflectante representativa de la zona de paneles fotovoltaicos con una factor de G=0. Sin embargo, la utilización de un factor de suelo de G=1 resultará en una disminución de la aportación de los aerogeneradores de hasta 5 dB.

6 Conclusiones

La sensibilidad de la variación del tipo de suelo, está directamente relacionada con la altura de la fuente y el receptor. El uso de factores de suelo blandos en el modelado de parques eólicos es una práctica no recomendada, al subestimar los niveles reales de inmisión para fuentes de ruido elevadas. Siendo los factores recomendados entre G=0 y G=0.5. El factor del suelo puede ser un parámetro determinante en los modelos de propagación sonora, con diferencias de entre 5 y 8.5 dB para diferentes tecnologías y tipos de suelo utilizados.

El desarrollo de aerogeneradores de mayores dimensiones con fuentes de ruido a mayor altura puede implica la necesidad de replantear los métodos de cálculo de la propagación del sonido. Con los métodos comparados, ISO 9613-2, CNOSSOS-EU y Nord2000, al incluir diferentes tecnologías, incluyendo fuentes a gran altura y fuentes cercanas al suelo se ha de buscar un equilibrio en la atenuación del suelo, al poder subestimar la aportación de unas fuentes y a la vez sobrestimar la aportación de otras.

En los modelos no se incluye el posible efecto resonador de los paneles fotovoltaicos. La adaptación de las distancia entre los paneles puede resultar en una disminución de determinadas frecuencia por efecto resonador bajo los paneles fotovoltaicos. Es un fenómeno que debe ser investigado más a fondo ya que podría ayudar a atenuar las bajas frecuencias en parques eólicos. En función del tipo de instalación fotovoltaica, los paneles solares de ubican a mayor y menor altura incluso en orientación vertical, permitiendo utilizarse como pantallas acústicas.

La adición de grandes superficies de paneles fotovoltaicos puede alterar las propiedades de absorción e incrementar los niveles sonoros provenientes de otras fuentes como tráfico rodado o ferroviario. Igualmente un diseño especifico puede atenuar mediante apantallamiento la aportación de estas fuentes.

Es necesario contrastar los modelos con mediciones in situ con el fin de estudiar el efecto del suelo en distintitas configuraciones, así como en terrenos más complejos.

Referencias

[1] Huld, T. (2017). PVMAPS: Software tools and data for the estimation of solar radiation and photovoltaic module performance over large geographical areas. Solar Energy. 142. pp. 171-181.

[2] van Der Eerden, F., Salomons, E., Eisses, A. (2020). Effects of solar panel fields on sound propagation. Forum Acusticum, Dec 2020, Lyon, France. pp.857-861.

[3] Kaliski, K., Old, I., Duncan, E. (2020). An overview of sound from commercial photovoltaic facilities. NOISE-CON 2020, New Orleans, Louisiana.

[4] International Organization for Standardization. (2010). Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure - Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane (ISO Standard No. 3744:2010).

[5] International Organization for Standardization. (1994). Determination of sound power levels of multisource industrial plants for evaluation of sound pressure levels in the environment - Engineering method (ISO Standard No. 8297:1994).

[6] International Organization for Standardization. (2024). Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2: Engineering method for the prediction of sound pressure levels outdoors (ISO Standard No. 9613-2:2024).

[7] Empa, the Swiss Federal Laboratories for Materials Science and Technology. (2010). FLULA2 Ein Verfahren zur Berechnung und Darstellung der Fluglärmbelastung. Dübendorf, Switzerland.

[8] Kaliski, K., Bastasch, M., O'Neal, R. (2018) Regulating and predicting wind turbine sound in the U.S. Inter-Noise 2018. Chicago, Illinois.

[9] Kaliski, K., Duncan, E. (2008). Propagation Modeling Parameters for Wind Power Projects. Sound & Vibration, Vol. 24 no. 12, December 2008. pp. 12-15.

[10] RSG, Epsilon Associates, Northeast Wind. (2016). Massachusetts Study on Wind Turbine Acoustics. White River Junction, Vermont. Massachusetts Clean Energy Center and Department of Environmental Protection.

[11] Institute of Acoustics. (2013). A good practice guide to the application of ETSU-R-97 for the assessment and rating of wind turbine noise. Hertfordshire, UK.

[12] International Electrotechnical Commission. (2024). Wind energy generation systems - Part 11-2: Acoustic noise measurement techniques - Measurement of wind turbine sound characteristics in receptor position (IEC Technical Standard No. 61400-11-2:2024).

[13] MITERD-CEDEX. (2022). Guía básica de recomendaciones para la aplicación de los métodos comunes de evaluación del ruido en Europa (CNOSSOS-EU). Madrid, Spain.

[14] International Electrotechnical Commission. (2018). Wind turbines - Part 11: Acoustic noise measurement techniques (IEC Standard No. 61400-11:2012+AMD1:2018 CSV).

[15] B. Plovsing, B., Kragh, J. (2006). Nord2000. Comprehensive Outdoor Sound Propagation Model. Part 1: Propagation in an Atmosphere without Significant Refraction, Report AV 1849/00 (revised). DELTA Acoustics & Vibration (now FORCE Technology). Hørsholm, Denmark.

[16] Delany, M.E. and Bazley, E.N. (1970) Acoustical Properties of Fibrous Absorbent Materials. Applied Acoustics, 3, 105-116.

[17] Kephalopoulos S, et al. (2014). Advances in the development of common noise assessment methods in Europe: The CNOSSOS-EU framework for strategic environmental noise mapping. Science of the total environment. pp. 482-483; pp. 400-410. JRC86997

IMPACTO ACÚSTICO DE UNA EXPLOTACIÓN EXTRACTIVA MINERA A CIELO ABIERTO

Santiago Jiménez[1], Arnau Clot[1,2], Robert Arcos[1,2]

[1]Laboratori d'Enginyeria Acústica i Mecànica, Universitat Politècnica de Catalunya (LEAM-UPC)
{santiago.jimenez@upc.edu, arnau.clot@upc.edu, robert.arcos@upc.edu}
[2]Serra Hunter Fellow, Universitat Politècnica de Catalunya (UPC).
{robert.arcos@upc.edu, arnau.clot@upc.edu}

Resumen
El Decreto 176/2009 de 10 de noviembre, por el cual se aprueba el Reglamento que desarrolla la Ley 16/2002 de Protección Contra la Contaminación Acústica de la Generalitat de Cataluña, [1] en su Anexo 10 especifica el contenido requerido para los estudios de impacto acústico de nuevas actividades. Este anexo es de aplicación a las actividades sometidas a régimen de intervención ambiental susceptibles de generar ruido y vibraciones, como es el caso que nos ocupa. En este trabajo se presenta el estudio de impacto acústico de una explotación extractiva minera. El estudio se inicia con la caracterización de las fuentes de ruido previstas en la futura actividad extractiva, así como el desarrollo de un modelo en 3D con la topografía del terreno, edificios receptores y la extensión de la explotación. Seguidamente se determinan los niveles de inmisión sonora que llegan a los receptores residenciales, generados por cada una de las fuentes sonoras presentes en la actividad extractiva. Los niveles obtenidos mediante la simulación acústica se presentan para cada una de las 3 actuaciones consideradas en la actividad extractiva (voladuras, perforaciones y extracción de áridos), así como para las diferentes fases de explotación.

Palabras clave: impacto acústico, modelo 3D, fuentes de ruido, simulación acústica.

Abstract
The Decree 176/2009 of 10 November, approving the Regulations implementing Law 16/2002 on protection against acoustic pollution of the Generalitat de Catalunya, specifies along its Annex 10 the required content of acoustic impact studies for new activities. This annex is applicable to activities subject to environmental intervention regimes that can generate noise and vibrations, as is the case presented in the present study. In this work, the acoustic impact study of a mining extractive operation is presented. First, the characterization of the noise sources expected in the future extractive activity is performing, as well as the development of a 3D model with the topography of the ground, receiving buildings and the extension of the operation. Then, the levels of sound immission that reach the residential receivers generated by each of the sound sources present in the extractive activity are determined. The levels obtained through acoustic simulation are presented for each of the 3 actions considered in the extractive activity (detonations, perforations and extraction of aggregates), as well as for the different phases of exploitation.

Keywords: acoustic impact, 3D model, noise sources, acoustic simulation.

PACS nº: 43.50.Rq, 43.60.+d

1 Introducción

Los estudios de impacto acústico y de vibraciones normalmente se realizan mediante modelos de simulación, usando un programa informático de predicción. Para que el modelo sea lo más ajustado posible a la realidad y tenga la máxima fiabilidad, es necesario disponer de la información referente a la potencia acústica y al nivel de vibración de las diversas fuentes sonoras y vibratorias que intervendrán en el modelo de simulación. Los softwares de predicción sonora contienen, en sus librerías, algunos datos de potencia acústica de diferentes tipologías de fuentes: aeronaves, trenes, maquinaria…, más o menos actualizados. No disponiendo de datos de potencia de las fuentes específicas para este estudio.

Ante este entorno de fuentes de ruido complejas, que se prevé que actúen en la futura explotación extractiva minera, se determina la potencia acústica y directividad de cada una de las fuentes, mediante medidas de nivel de presión sonora de máquinas similares que estén en funcionamiento en una explotación con actividad similar. De esta forma se asegura la exactitud del modelo de simulación y la validez de la afectación sonora.

2 Objetivo

Con el objetivo de determinar la afectación sonora sobre la zona prevista para llevar a cabo la actividad extractiva minera, así como en su entorno, se realizan las siguientes tareas: la caracterización acústica de las fuentes de ruido de la actividad, la creación de un modelo en 3D de la explotación extractiva y su entorno, y la simulación del impacto acústico de la actividad extractiva. De los resultados obtenidos de la simulación, se extraen los mapas de impacto acústico.

3 Procedimiento

Se realizaron medidas de nivel de presión sonora en diferentes instalaciones extractivas que disponen de maquinaria y vehículos iguales o similares a los que actuarán en la futura planta extractiva minera El objetivo de estas medidas es caracterizar acústicamente las diferentes tipologías de maquinaría que desarrollarán su actividad dentro de la explotación extractiva. Para llevar a cabo esta caracterización, se ha realizado el siguiente procedimiento:

- Determinación de la potencia acústica de las fuentes sonoras consideradas.
- Creación del modelo en 3D de la actividad extractiva minera.
- Cálculo del resultado final, en el cual se debe tener en cuenta el tiempo de funcionamiento de cada fuente de ruido.

El software de predicción acústica no dispone de información específica sobre la potencia acústica de las fuentes sonoras (maquinaria) que estarán presentes en la actividad extractiva. Por lo tanto, los valores del nivel de emisión sonora, obtenidos mediante las medidas con sonómetro, son procesados para obtener el espectro en frecuencia del nivel de potencia acústica de cada una de las fuentes.

La potencia sonora se determina mediante una adaptación simplificada del procedimiento descrito por la norma UNE-EN ISO 3744, [2] de determinación de los niveles de potencia acústica a partir de la presión acústica en una serie de puntos situados alrededor de la fuente (figura 3.1).

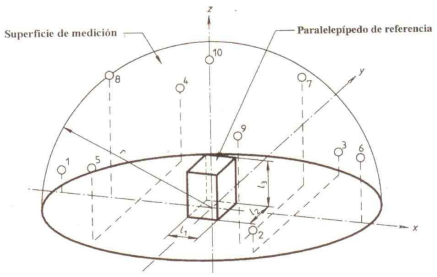


Figura 3.1 – Distribución de los puntos de medida según norma UNE-EN ISO 3744.

En concreto, las condiciones que se aplican en el proceso de caracterización son las siguientes:

- Se mide el nivel de presión sonora en el plano horizontal que contiene, de manera aproximada, el centro geométrico de la fuente a caracterizar. Al estar los receptores potencialmente afectadas a gran distancia, se considera que la potencia radiada hacia arriba, o la directividad vertical, no tienen importancia para el cálculo de los niveles en los receptores de interés.
- Las medidas de nivel se toman siempre a una distancia del centro geométrico superior al doble de la dimensión máxima del paralelepípedo imaginario que contiene a la fuente.
- Los puntos de medida se sitúan en función de las posibilidades de cada fuente e intentando capturar los datos correspondientes a las direcciones de propagación de la máxima emisión si se da el caso.
- Las medidas de nivel de presión sonora se corrigen, siempre que sea necesario, con el ruido de fondo causado por otras fuentes. Alternativamente, se solicita la parada de la maquinaría y la desconexión de otras fuentes que causen ruido de fondo.
- Los niveles de potencia acústica se calculan considerando la posición relativa entre la fuente y los planos reflectantes (suelo, muros) que existan alrededor de la fuente.

Las medidas de ruido consisten en el registro temporal, tanto para el ruido causado por la actividad como para el ruido de fondo, del nivel de presión sonora continuo equivalente con ponderación frecuencial (A) para cada segundo $L_{Aeq\ 1s}$, además del registro por bandas de octava y por bandas de 1/3 de octava. El resultado de este procedimiento consiste en determinar la potencia acústica por bandas de octava y la directividad de la fuente en el plano horizontal, si presenta esta característica.

Todas las medidas de nivel de presión sonora se realizaron en ausencia de lluvia y con una velocidad del viento en los puntos de medida inferior a 5 m/s.

Los espectros de potencia acústica por bandas de octava calculados, como el presentado en la figura 3.2, junto con la directividad y el tiempo de funcionamiento de cada fuente, son introducidos en el software para la simulación acústica.

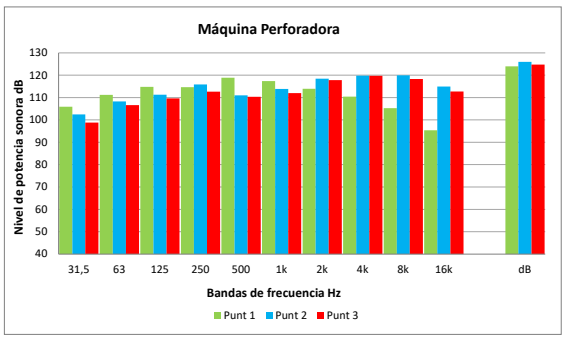


Figura 3.2 – Espectros de frecuencia de máquina perforadora, determinado en una explotación extractiva.

4 Caracterización de las fuentes sonoras

Las fuentes de ruido caracterizadas utilizando las medidas de nivel de presión sonora [3], actúan de diferente forma, pudiendo presentar varios periodos, ciclos o sucesos sonoros en función de la actividad que desarrollan. Seguidamente se definen cada una de las fuentes sonoras que se considera que estarán implicadas en los procesos de explotación extractiva minera. En particular, estas fuentes han sido clasificadas en las siguientes tipologías: máquina perforadora, voladura controlada, excavadora de cadenas (considerando de forma separada su movimiento y la carga de material) y camiones de transporte (considerando tanto el movimiento en la explotación extractiva como el transporte de los materiales a la planta de procesamiento). La tabla 4.1 muestra la denominación, el espectro de potencia acústica y el tiempo de funcionamiento en minutos durante el periodo de día de cada una de las fuentes consideradas.

4.1 Perforadora

La perforadora es la máquina encargada de realizar las operaciones de perforación sobre el terreno, con el fin de abrir los agujeros en el macizo rocoso, con una distribución y geometría adecuadas al alojamiento de las cargas explosivas requeridas (figura 4.1).



Figura 4.1 – Máquina de perforación hidráulica, perforando en una explotación extractiva.

La perforación se basa en principios mecánicos de percusión y rotación. El proceso de corte rotativo utiliza una broca para hacer un agujero en el material rocoso. El ruido se genera principalmente por los golpes y por la fricción de la broca durante el proceso de perforación. Se han considerado dos etapas diferentes de funcionamiento, una, cuando la perforadora está en marcha, pero sin perforar y, la otra, durante las tareas de perforación. Para el cálculo de la potencia acústica se ha medido el nivel sonoro en tres direcciones diferentes, determinándose que se trata de una fuente omnidireccional. Al tratarse de una fuente sonora con dos fases diferenciadas de funcionamiento, para el cálculo del impacto acústico durante la jornada de trabajo, se ha tenido en cuenta el tiempo de actuación de cada fase. Extrapolando estos tiempos al periodo de evaluación de 180 minutos considerado por el Decreto 176/2009 para el horario diurno. Estos tiempos de actuación se introducen al modelo informático para la simulación.

4.2 Voladura

La voladura es uno de los medios principales de extracción de materiales rocosos en las explotaciones de minería a cielo abierto. El propósito principal de la operación de voladura es la fragmentación de la roca, requiriendo para ello de una gran cantidad de explosivos. En la caracterización acústica de la voladura se registra el nivel de presión sonora producido por la detonación en tres puntos situados a diferente distancia del frente donde se produce la detonación (figura 4.2).

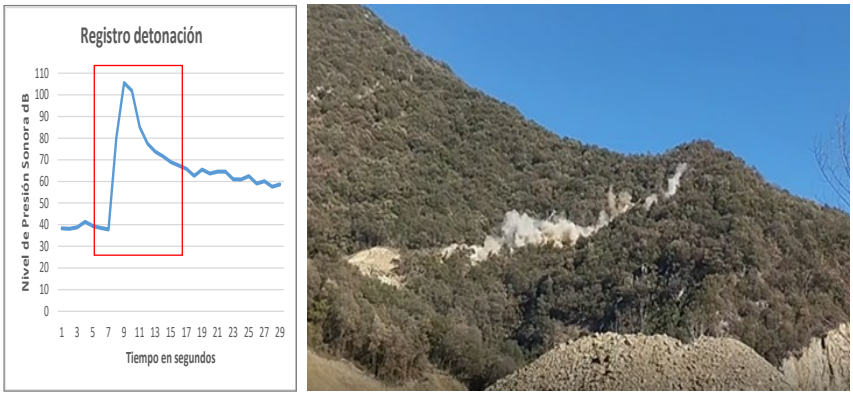


Figura 4.2 – Registro del suceso sonoro de una voladura.

Para el cálculo de la potencia acústica se han considerado los registros del suceso sonoro de la voladura, integrando los niveles de presión sonora de los 2 segundos que dura la detonación y los 10 segundos siguientes correspondientes a la cola de reverberación del suceso sonoro. Para el cálculo del impacto acústico, la voladura se representa en el modelo informático como una fuente lineal, y su potencia se introduce considerando la carga explosiva requerida y la corrección por presencia de componente impulsivo. En el modelo se considera que esta fuente actúa durante 12 segundos.

4.3 Posicionamiento de excavadora y camiones

El desplazamiento de la excavadora hasta la posición de carga, la colocación de piedras y movimiento de tierra para disponer de una plataforma donde situarse y que facilite la carga, así como varias maniobras para colocar los áridos antes de que llegue el camión, se han considerado conjuntamente como una fuente sonora denominada “posicionamiento de excavadora” (figura 4.3a). El ruido es producido por el motor de la excavadora y las diversas maniobras previas a la carga. Las maniobras de los camiones hasta situarse en la posición de carga se han considerado como una fuente sonora denominada “posicionamiento de camiones” (figura 4.3b). El ruido es producido por el motor del camión al maniobrar para situarse en posición de carga. En ambos casos la potencia acústica se ha determinado a partir de medidas de presión sonora en tres puntos situados en diferentes direcciones y a 15 metros de distancia de las fuentes de ruido implicadas. Los resultados de las medidas indican que el posicionamiento de la excavadora y de los camiones pueden ser modelizadas mediante una fuente puntual omnidireccional. El tiempo estimado tanto para el posicionamiento de la excavadora como para el posicionamiento del camión ha sido de 1 minuto.

El tiempo en que actúan estas fuentes durante una jornada de 8 horas dependerá del ritmo de la extracción de áridos. Este tiempo de actuación se tiene que extrapolar al periodo de evaluación de 180 minutos considerado por el Decreto 176/2009.



Figura 4.3a – Posicionamiento de excavadora.



Figura 4.3b – Posicionamiento de camión.

4.4 Excavadora cargando camión

La caracterización acústica de la carga de camiones, también se determina en una explotación minera, donde se realiza una extracción de áridos (figura 4.4). El ruido es producido por el motor de la excavadora, las operaciones de carga de la pala y la descarga de los áridos al camión. Se cargan diferentes tipos de camión con 24.000 kg de áridos, realizándose entre 5 y 6 paladas de la excavadora para completar la carga de cada camión y empleándose unos 3 minutos aproximadamente. La potencia acústica se ha determinado a partir de medidas de presión sonora en tres puntos situados en diferentes direcciones y a 15 metros de distancia de las fuentes de ruido implicadas. Los resultados de las medidas indican que la excavadora puede ser modelizada mediante una fuente puntual omnidireccional. El tiempo en que actúa esta fuente dependerá del ritmo de la extracción de áridos (número de camiones cargados durante una jornada de 8 horas). Este tiempo de actuación se tiene que extrapolar al periodo de evaluación de 180 minutos considerado por el Decreto 176/2009.



Figura 4.4 – Excavadora cargando camión en una explotación de extracción de áridos.

La tabla 4.1. muestra la denominación de la fuente y el espectro de potencia acústica para cada una de las fuentes sonoras que actuarán en la futura explotación extractiva.

Tabla 4.1 – Espectro de potencia acústica de las fuentes sonoras.

DENOMINACIÓN DE FUENTES		Espectros de Potencia Acústica dB										
MÁQUINA, EQUIPO O PROCESO	Tipo	31,5	63	125	250	500	1 k	2 k	4 k	8 k	A	lin
Perforadora con el motor funcionando	Lw	94,4	105,8	105,5	100,1	97,6	94,8	92,2	87,9	87,8	100,7	111,3
Perforadora con el percutor funcionando	Lw	100,3	106,1	109,4	111,6	112,3	112,0	114,1	115,3	114,5	121,0	121,7
Voladura	Lw	143,2	142,6	136,7	133,6	130,2	126,3	121,2	112,9	98,4	132,1	146,8
Posicionament de excavadora	Lw	100,9	101,6	105,7	104,1	105,4	107,2	104,8	106,5	100,9	112,5	114,2
Posicionament de camiones	Lw	103,1	105,8	101,3	96,1	94,3	93,3	91,1	85,3	79,1	98,2	109,2
Excavadora cargando camión	Lw	110,1	108,2	110,2	106,7	107,6	106,5	104,6	100,6	94,9	111,3	116,7
Camiones circulando por pista de acceso	Lw	105,9	103,4	98,4	96,1	94,6	94,5	93,7	86,4	83,3	99,4	109,1

4.5 Caracterización de la carretera de acceso

Como fuente de ruido adicional se ha considerado el tráfico de los camiones que transportarán la materia prima (áridos) desde la explotación extractiva minera a la planta de procesado. Según el plan de movilidad de la futura actividad extractiva minera, se prevé que el transporte de áridos se realice mediante camiones, generándose un tráfico de camiones vacíos de ida a la planta extractiva y camiones cargados de vuelta a la planta de procesado (figura 4.5).

La caracterización acústica de estos vehículos se determina en la carretera que da acceso a una planta donde se está llevando a cabo la extracción de áridos. Se realizan medidas de ruido en diferentes puntos y durante el tiempo de paso de los vehículos, determinando el nivel de presión sonora de un número representativo de camiones, tanto cargados como vacíos, y no encontrando diferencias de nivel significativas entre ambos casos. Por lo tanto, se toma para la simulación la media de la potencia acústica de todos los camiones analizados, y se considera la fuente sonora como una fuente puntual que se desplaza a lo largo del eje central de la carretera que da acceso a la explotación extractiva. Para modelizar esta fuente, es necesario definir la potencia acústica de la fuente, el número de sucesos por hora (camiones/hora) correspondientes al periodo de evaluación que fija el Decreto 176/2009 para el caso de las infraestructuras, y la velocidad de desplazamiento en km/h.



Figura 4.5 – Caracterización acústica del tráfico de camiones.

5 Modelo de predicción sonora en 3D

En la elaboración del modelo de simulación se ha utilizado la cartografía del Instituto Cartográfico y Geográfico de Cataluña (ICGC) [4], incluyendo los datos topográficos vectoriales en 3D a escala 1:5000 de los elementos que intervienen en el modelo (topografía del terreno, edificios receptores y la extensión de la explotación extractiva con la localización de las distintas fases de explotación), además de cartografía específica, la cual facilita el posicionamiento de las actividades.

En la creación del modelo 3D se parte de las (curvas de nivel) y, sobre estas, se sitúan, tanto en posición como en altura, las fuentes sonoras que actuarán en la actividad extractiva. Estas fuentes se incorporan al modelo como fuentes puntuales, lineales o superficiales según las características requeridas. A continuación, a cada una de estas fuentes se les aplican los parámetros acústicos determinados previamente: espectro de potencia, directividad y tiempo de funcionamiento por periodo de evaluación. Se comprueba el comportamiento de todo el modelo y la interacción entre los diferentes

componentes, para seguidamente realizar la modelización acústica. La figura 5.1 muestra la situación con los elementos cartográficos considerados en el modelo informático de la explotación extractiva.

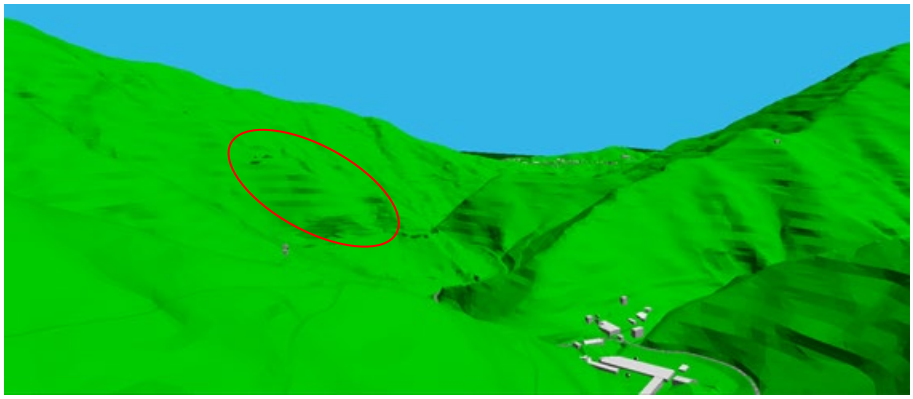


Figura 5.1 – Elementos cartográficos considerados en el modelo de predicción.

6 Impacto acústico generado por la explotación extractiva

Los resultados presentados en esta sección muestran los niveles de inmisión sonora que llegan a los receptores durante el periodo de día, debido a las fuentes sonoras presentes en la explotación extractiva. Los niveles han sido determinados en función de todos los datos y consideraciones expuestas en los apartados precedentes. Estos resultados, obtenidos mediante la simulación acústica, se presentan para las 3 actuaciones consideradas en la explotación extractiva (perforaciones, voladuras y extracción de áridos), así como para las diferentes fases de explotación: Fase 1 cota 350, Fase 2 cotas 300, 280, y Fase 3 cota 425 (figura 6.1).

El nivel sonoro recibido en cada receptor es función de, básicamente, tres parámetros:

- La potencia acústica de la fuente, de forma que una diferencia de 10 dB de potencia acústica, representa una diferencia de 10 dB de nivel de presión sonora en un receptor.

- La distancia entre emisor y receptor, de forma que cada vez que se duplica esta distancia, el nivel de presión sonora disminuye 6 dB en el receptor.

- La presencia de elementos o condiciones del terreno que obstaculicen la propagación directa entre emisor y receptor. En este caso, el receptor solo recibe sonido difractado, menor que el sonido que llegaría directamente, con una disminución proporcional al tamaño del obstáculo.

De estas condiciones generales, y observando que algunos de los receptores se encuentran situados en una depresión del terreno respecto a la explotación extractiva, hay que esperar mayor impacto acústico de los equipos o procesos de mayor potencia acústica, situados más próximos a los receptores.

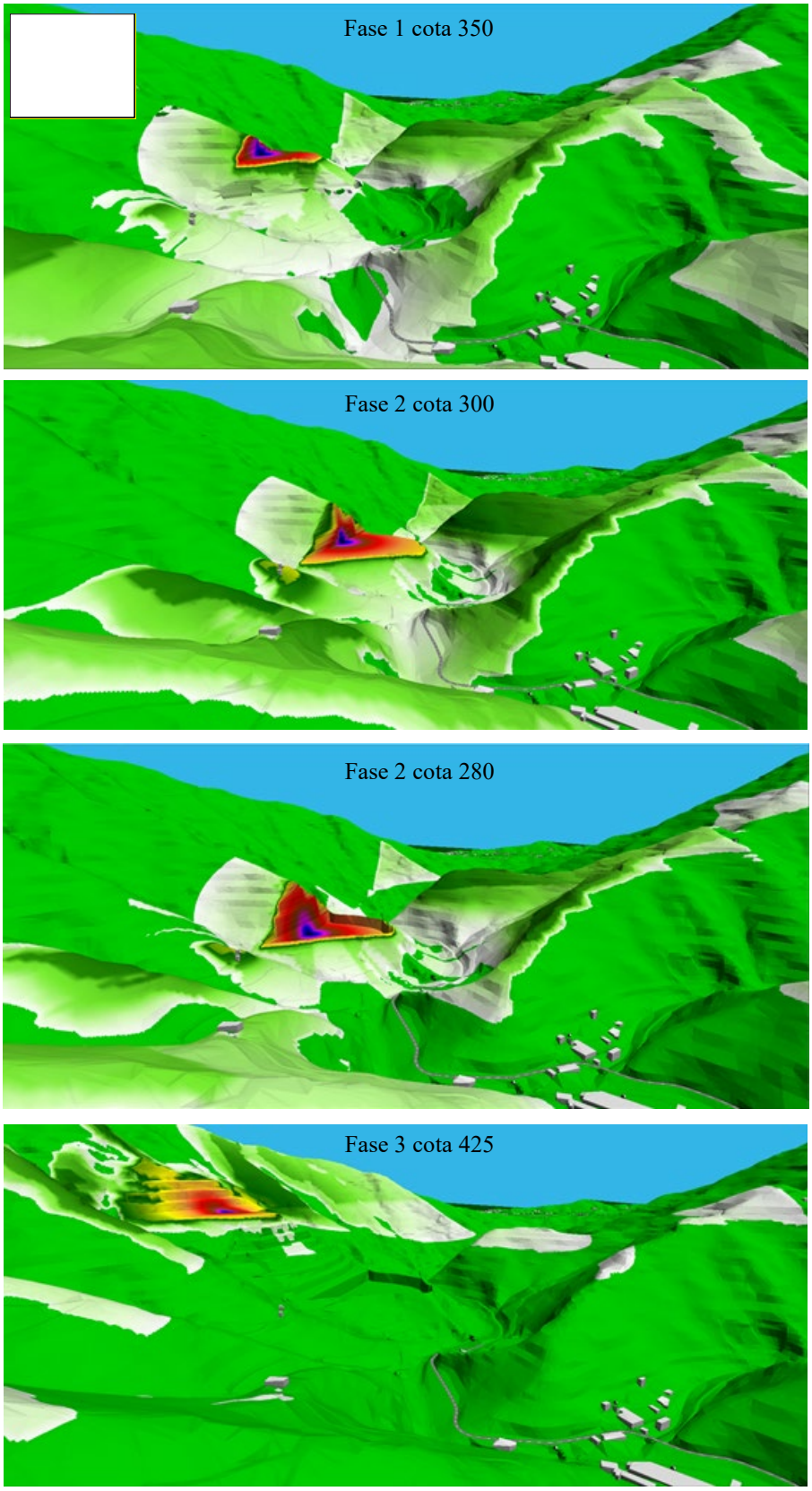


Figura 6.1 – Impacto acústico generado por la planta extractiva en sus diferentes fases de explotación.

7 Conclusiones

Los principales resultados y conclusiones del estudio de impacto acústico son:

1. Las fuentes de ruido implicadas en los procesos de explotación extractiva minera que se han identificado y caracterizado acústicamente son: Perforadora con motor funcionando y Perforadora con percutor funcionando, Detonación de la voladura, Posicionamiento de excavadora y camiones, Excavadora cargando camiones, Camiones circulante por la pista de acceso.

2. La caracterización de las fuentes de ruido previstas en la futura actividad extractiva se realiza mediante medidas de nivel de presión sonora, determinando la potencia acústica, directividad y tiempo de funcionamiento de cada una de ellas en entornos similares.

3. Se elaboró un modelo de predicción de ruido en 3D de la explotación extractiva, incluyendo los datos topográficos vectoriales de los elementos que intervienen en el modelo (topografía del terreno, edificios receptores y la extensión de la explotación extractiva con la localización de las distintas fases de explotación) extraídos del ICGC y de cartografía específica. Se han modificado estos datos para crear nuevos elementos volumétricos sobre los cuales se han situado las fuentes sonoras implicadas, incorporando sus parámetros acústicos: espectro de potencia, directividad y tiempo de funcionamiento por periodo de evaluación. Seguidamente se realizó la modelización acústica.

4. Se ha determinado el impacto acústico generado por la explotación extractiva que llegan a los receptores durante el periodo de día. Los niveles obtenidos mediante la simulación acústica, se presentan para las 3 actuaciones consideradas en la actividad extractiva (perforaciones, voladuras y extracción de áridos), así como para las diferentes fases de explotación.

Referencias

[1] Decreto 176/2009 de 10 de noviembre, por el cual se aprueba el Reglamento que desarrolla la Ley 16/2002 de Protección Contra la Contaminación Acústica de la Generalitat de Cataluña.

[2] Norma UNE-EN ISO 3744:2010 Determinación de los niveles de potencia acústica de fuentes de ruido a partir de la presión acústica. Método de ingeniería para condiciones de campo libre sobre un plano reflectante. (ISO 3744:1994).

[3] Cyril M. Harris. (1995). Manual de medidas acústicas y control de ruido, McGraw-Hill, Madrid

[4] Instituto Cartográfico y Geográfico de Cataluña. Base cartográfica 1/5000.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

IMPACTS OF THE REPLACEMENT OF DISTRESSED PAVEMENTS BY LOW NOISE – A CASE STUDY IN BRISA PORTUGUESE MOTORWAYS

Ramos M.[1], Braga M.[1], Fernandes L. [1], Rato M. [1], Domingues R. [1], Freitas E. [2]

[1] BRISA Autoestradas, Quinta da Torre da Aguilha – Edifício Brisa, 2785-599 São Domingos de Rana, Portugal
{maria.ramos@brisa.pt, maria.braga@brisa.pt, luis.dias.fernandes@brisa.pt, maria.rato@brisa.pt, rosa.domingues@brisa.pt}
[2] Universidade do Minho, ISISE, ARISE, Departamento de Engenharia Civil, Campus de Azurém, 4800 058 Guimarães, Portugal
{efreitas@civil.uminho.pt }

Resumo
A BRISA tem aplicado esforços no sentido de avaliar a influência do pavimento como fator de redução do ruído na origem e a estudar formas de adequar a aplicabilidade do método de previsão de ruído CNOSSOS à realidade da rede rodoviária concessionada, de modo a cumprir as diretivas europeias sobre avaliação e gestão do Ruído Ambiente. Este projeto avalia os efeitos do ruído ambiente da substituição de uma camada de desgaste de Betão betuminoso drenante (PA12.5) e de Betão Betuminoso (AC14) em fim de vida por uma camada de *Stone Mastic Asphalt* (SMA12) e nova camada de desgaste de Betão Betuminoso Rugoso (AC14). Para a avaliação do ruído Pneu-Pavimento foram aplicadas duas metodologias, (i) através do método *Statistical Pass-By* e (ii) método *Close Proximity Method*. Com estas metodologias, foi possível avaliar o efeito da intervenção e a evolução do ruído nos primeiros meses de uso das camadas de desgaste e monitorizar o desempenho acústico dos pavimentos durante a sua vida útil. Atualmente a Brisa prossegue o desafio de ter um melhor conhecimento dos pavimentos para alargar a biblioteca de pavimentos do CNOSSOS e atualizar os modelos de ruído.

Palavras-chave: CNOSSOS, SPB, CPX, pavimentos, ruído pneu-pavimento

Abstract
BRISA is employing efforts to evaluate the pavement influence as a factor of source noise reduction while studying forms of adjusting the applicability of the CNOSSOS noise prediction method to the reality of the concession road network to comply with European directives about Environmental Noise evaluation and management. This Project evaluates the environmental noise effects of replacing a wearing course of Porous and Bituminous Asphalt at end-of-life for a course of SMA12 and new Bituminous Asphalt. Two methodologies were applied to evaluate Tire-Pavement noise, (i) through Statistical Pass-By and (ii) Close Proximity methods. Using these methodologies, it was possible to evaluate the effect of the intervention and the evolution of the noise in the first few months of the exploration of the wearing courses and to monitor the noise performance of the pavements during their entire lifetime. Brisa is challenged to have better knowledge of pavements to extend the CNOSSOS pavement library and update noise models.

Keywords: CNOSSOS, SPB, CPX, pavements; tyre-road noise

PACS no. 43.50.Gf, 43.50.Lj

1 Introduction

Tyre-road noise is influenced by several factors, namely driver behavior (speed control and tyre pressure), tyre characteristics (structure, dimension, rubber stiffness, tread, wear, and age), pavement surface characteristics (macro and mega texture, irregularity, porosity, stiffness, age, wear, and water presence) and weather conditions (temperature and wind) (Sandberg and Jerzy, 2002). There are specific test methods for measuring tyre-road noise, which must be complemented with other surface characterization tests such as texture, sound absorption, and surface layer stiffness determined by mechanical impedance [3].
The cause-effect relationships established have been confronted or confirmed and are summarized, for example, in "Factors Affecting Tire-Pavement Noise and Prediction Models, Sustainability" [2]. The evolution of tyre-pavement noise over time has not received much attention. However, the perceived need to adjust the applicability of the CNOSSOS noise prediction method to the reality of each road network has prompted this type of study.
In Portugal, the Statistical Pass-By method (SPB) and the Close ProXimity method (CPX) have only recently begun to be applied systematically to the road network, with older studies being exploratory or aiming to support research activities [4, 5].
Recently, the manual on ecological public procurement criteria was adapted to Portuguese conditions as part of a National Strategy for Green Public Procurement (ENCPE 2020), which aims to support the processes of "Design, construction, rehabilitation and conservation of roads" [6]. This document sets out the minimum requirements applicable to the design of low-noise pavements, which, within the essential criteria for new low-noise pavements, take the following values, but only for the CPX method:
– 90 dB(A) at 50 km/h; and/or
– 95 dB(A) at 70 km/h; and/or
– 98 dB(A) at 90 km/h.
This document allows for an increase of less than 3 dB(A) from the maximum noise level, measured by the CPX method, during the minimum guarantee period (five years). However, it is only a guideline document, as in Portugal, no technical documentation that defines reference values regarding conformity of production or performance over time.
Within the framework dictated by the European directives on the assessment and management of environmental noise (2002/49/EC [7] and (EU)2015/996 [8], of 25 June and 19 May respectively), Brisa - *Concessão Rodoviária*, S.A., the biggest Portuguese highway concessionaire, has made efforts to determine the influence of pavements as a noise reduction measure at source and, at the same time, to validate the applicability of the CNOSSOS noise prediction method to the reality of its Concession road network.
In this context, this work analyses the effect of replacing the end-of-life wearing courses of Porous Asphalt (PA 12.5) and Asphalt Concrete (AC 14) with Asphalt Concrete (AC 14) and a high-performing wearing course of Stone Mastic Asphalt (SMA 12), through SPB and CPX methods. It also analyses the use of experimental data obtained from the SPB method as input data for noise predictive models.

2 Study sections and test methods

2.1 Study Methodology

For this exploratory study, three highway sections were selected where pavement interventions were foreseen, i.e., replacing the existing wearing course with SMA 12 and AC14 type. Before and after the interventions, tyre-road noise was evaluated using the Statistical Pass-By Method (SPB) and the Close ProXimity Method (CPX). Three phases were considered: phase 1 corresponds to the moment before

the intervention and reflects the state of the pavement at end-of-life; phase 2 corresponds to the assessment carried out shortly after the intervention; and phase 3 reflects the acoustic performance after about 1 year of useful life.
The data resulting from the CPX and SPB methods can contribute to obtaining basic data on pavement characteristics for predictive noise models [9]. This data, collected on-site, should be better adapted to reality and could lead to models that are more in tune with existing conditions. This hypothesis is checked using the data collected for the SPB method and the software CADNA ®.

2.2 Descriptions of the study sections

Table 1 identifies the motorway sections selected for the study and characterizes them in terms of type, age, and the volume of traffic, that are considered in this study.

Table 1: Identification and characterization of the Motorways.

Motorway	A	B	C
Extension (m)	9,4	8	20,1
Type of mixture before intervention	PA12.5	AC14	PA12.5
Type of mixture after the intervention	AC14	SMA	SMA
Age at Phase 2 (months)	1	1	1
Age at Phase 3 (years)	-	1,4	1,4
Accumulated traffic F1-F2	420930	312720	561840
Accumulated traffic F2-F3	-	5129173	10939758

2.3 Statistical Pass-By method (SPB)

The Statistical Pass-By method (SPB) is a standardized method published by ISO 11819-1:1997, aiming to determine an indicator that considers the noise emitted by pass-by road traffic.
In this way, obtaining a quantitative classification of road pavement surfaces related to traffic noise is possible to satisfy the necessities expressed by road infrastructure managers, designers, contractors, pavement manufacturers, and other parties interested in predicting and controlling road traffic noise.
A reference speed for light and heavy vehicles is adopted to determine the sound pressure levels that characterize a given pavement surface (wearing course). The method is applicable at constant traffic speed, i.e., free flow conditions (without interference from other vehicles) circulating at speeds equal to or greater than 50 km/h, meaning, for Motorways, a speed of 90 km/h for heavy vehicles, and 120 km/h for light automobiles. The SPB method requires several in situ measurements, under normal driving conditions, of the maximum sound pressure level (Lmax) and the circulating speed of a passing vehicle using a sound meter (class 1 as specified in IEC 61672-1) positioned at 7,5 m from the centre line, and a kinemometer (radar).
Maximum sound pressure levels differ according to the class of the vehicle. Thus, the maximum A-weighted sound pressure level is recorded at each vehicle pass-by, along with the speed and the vehicle type (light, heavy dual-axle, and heavy multi-axle vehicles). After the passage of 100 light vehicles and 80 heavy vehicles, at the least, a linear regression is established between the logarithm of the speed and the maximum sound pressure level. Subsequently, the corresponding sound level for a certain reference speed is determined according to the road type. The SPB Indicator (SPBI) resulting from this method is an index value, in dB(A), based on the noise levels of different vehicle classes.

In this work, since the method requires measuring each vehicle's noise without the interference of others, only the events which fulfilled such criteria were selected. Therefore, passages that were influenced by the noise from other sources were excluded. Only two classes of vehicles (light and heavy) were considered.

2.4 Close ProXimity method (CPX)

With the advantage of measuring the tyre-road noise continuously, the Close ProXimity method (CPX) was used as defined in the EN/ISO 11819-2:2017 standard. In the present case, the noise measurement was performed close to one of the wheels of the testing vehicle, where two microphones were placed according to the mounting scheme defined by the standard. An analysis software processed the signals recorded during testing, and the noise emission (A-weighted) was evaluated in 20-metre sections as the arithmetic mean of the sound levels recorded by each microphone and by the corresponding sound spectrum in 1/3 octave bands (LCPX). Only the tyre representative of light vehicles (P) was considered in this study. The measurements were taken along the three sections for reference speeds of 50 km/h, 80 km/h, and 100 km/h.

3 Presentation and analysis of the results of the SPB method

3.1 Noise level measured on each motorway

Table 2 shows the results obtained by the SPB method on the three motorway sections before and after replacing the wearing course. Figures 1, 2 and 3 show the sound spectra for each motorway.

Table 2: SPB results.

Highway	Phase	Type of vehicle	% vehicle pass (Light/ Heavy)	Lmax average	Average speed	Lveh (Ref. velocity) dB(A)	SPBI
				dB(A)	(km/h)	90km/h e 120km/h	dB(A)
A	1	Light	93%	80	114	80	81
		Heavy	7%	83	82	84	
	2	Light	93%	79	115	79	80
		Heavy	7%	83	88	83	
B	1	Light	77%	82	114	82	84
		Heavy	23%	86	87	87	
	2	Light	77%	82	122	82	85
		Heavy	23%	89	92	88	
	3	Light	77%	82	107	83	86
		Heavy	23%	87	84	88	
C	1	Light	90%	87	120	86	86
		Heavy	10%	87	90	87	
	2	Light	93%	82	121	81	82
		Heavy	7%	84	93	82	
	1a	Light	94%	78	120	78	78
		Heavy	6%	81	85	79	

The sound spectra coming from tyre-pavement contact are determined by various mechanisms and factors, the main ones being the vibrations promoted by the texture of the pavement on the tyres and the condition of the pavement (frequencies below around 1000 HZ), and the air movements resulting from the interaction of the tyre tread with the irregularities of the pavement surface (frequencies above around 1000 Hz) and also sound absorption [10].

The frequency spectrum analysis shows identical behavior at low and high frequencies on all motorways. Specifically, there was a reduction in Lmax values after the pavement was applied at low frequencies, and at high frequencies, there was an increase.

The spectrum of motorway B shows a reduction in Lmax in the 3rd phase measurement compared to the 2nd phase, at low frequencies in the case of light vehicles and at high frequencies in the case of heavy vehicles. However, the SPB value increased by 1 unit when comparing successive phases.

Table 2 shows the measurement results of the 3rd phase, referring to motorway C, but the respective spectral curve is not shown in Figure 3 because the measurement position has changed. Therefore, it is not possible to compare these results with those of the previous phases.



Figure 1: Sound Level vs frequency of Motorway A.

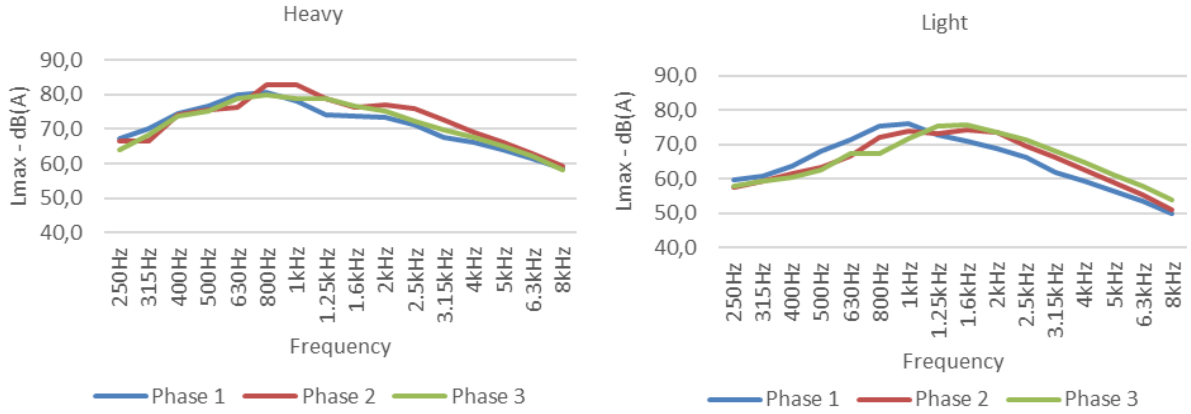


Figure 2: Sound Level vs frequency of Motorway B.

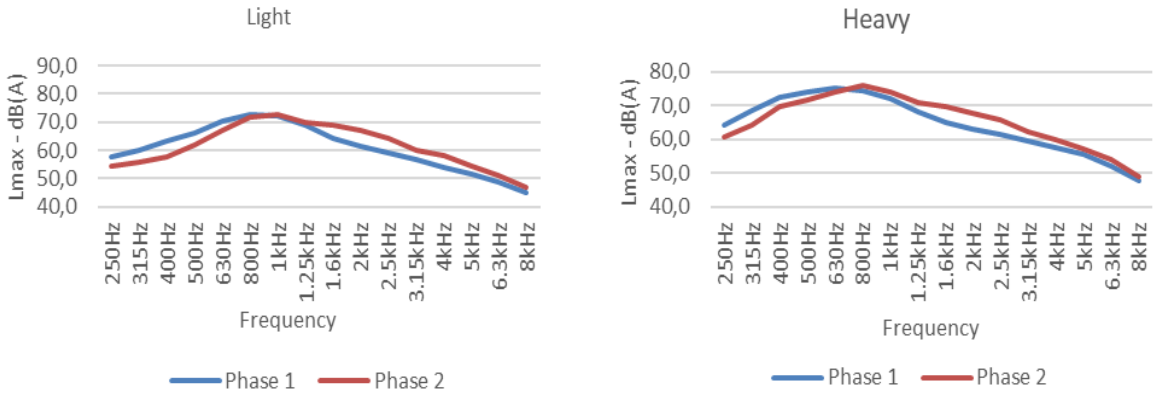


Figure 3: Sound Level vs frequency of Motorway C.

4 Presentation and analysis of the results of the CPX method

4.1 Noise level measured on each motorway

The speed at which the vehicle travels during acquisition determines the noise level measured. To make it possible to compare results at the 3 speed levels defined, the noise levels determined on each 20 m segment and the corresponding speed were used to define regression lines LCPX -log10(speed), whose slope (m) can be used to correct the LCPX measured for a given reference speed. Figure show the data obtained and the fitting lines for motorways B and C. On Motorway A, there has only been one measurement to date. These figures also show the parameters of the regression line obtained, slope (m) and ordinate at the origin (b), and the coefficient of determination (R2).
The parameter representing the increase in noise with speed changes significantly from phase 1 to phase 2, i.e., before and after rehabilitation. Furthermore, the impact of the intervention in terms of noise reduction is greater at higher speeds. Between phases 2 and 3, the slope remained relatively stable and close to the reference value recommended for correcting the effect of speed (m = 30).
All the LCPX values were adjusted to the reference speeds (50, 80, and 100 km/h) from the regression lines. Figures 6 and 7 show the values obtained for Motorways B and C for the reference speed of 80 km/h before and after intervention (phases 2 and 3). This type of visualization not only makes it easier to compare the noise levels obtained along a stretch at different points in the pavement's life but also helps to identify areas of homogeneous and heterogeneous behaviour, which can be related to factors that explain performance, such as texture. Along the stretch, before the intervention, the noise variability is noticeable, particularly for motorway C. After the intervention, as well as a significant reduction in the LCPX, there is also a reduction in the noise variability.
For an overall assessment of the effect of changing the wearing course, the average LCPX was determined at each reference speed, in both directions of traffic, and the respective coefficient of variation (Table 3). Motorway C benefited the most from the wearing course change, reducing noise by around 5 dBA, while Motorway B only showed a small reduction. There was also a higher coefficient of variation before the intervention, which indicates that the tyre-pavement noise became more homogeneous and that the effect of the intervention in some places is much greater than the average effect determined by the difference in the average LCPX.
Comparing the average values with those proposed in ENCPE2020 (Figure 8), it is easy to see that the values are exceeded for pavements at the end of their life, which is justified by their age.

For the new pavement, SMA 12, on motorway B, at 50 km/h, and in phase 2, the average LCPX exceeds the limit value by 2 dB(A), which is reduced in phase 3. On motorway C, this value is also exceeded, but only slightly. At a speed of 80 km/h, the mixture adopted provides around 1 dB(A) more; at 100 km/h, it can reach 2 dBA on average.

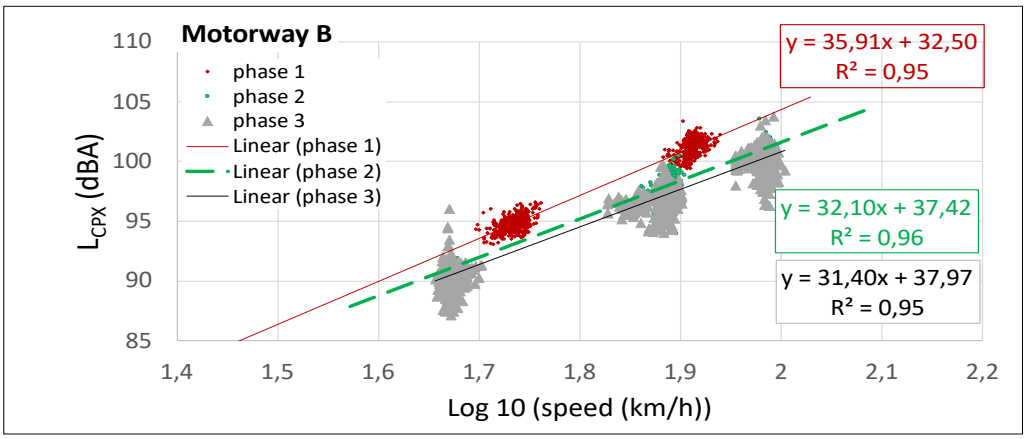


Figure 4: LCPX at 50 (1,7), 80 (1,9) e 100 (2,0) km/h in motorway B.

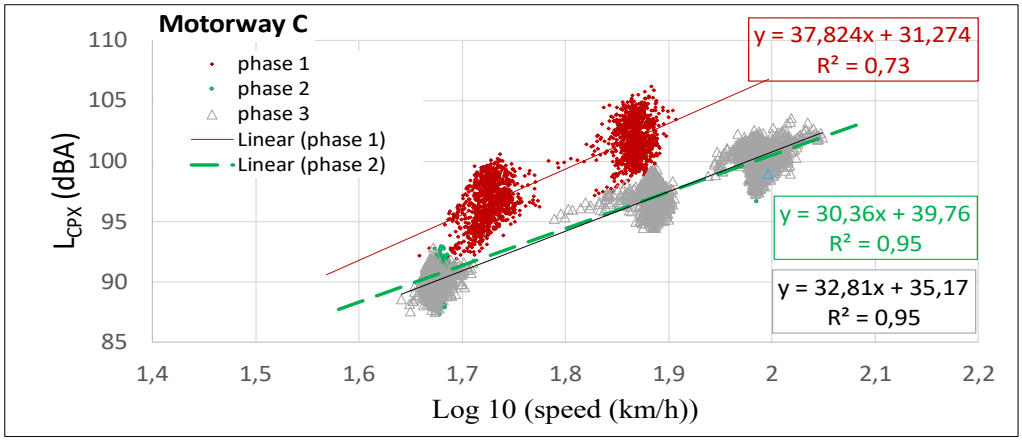


Figure 5: LCPX at 50 (1,7), 80 (1,9) e 100 (2,0) km/h in motorway C.

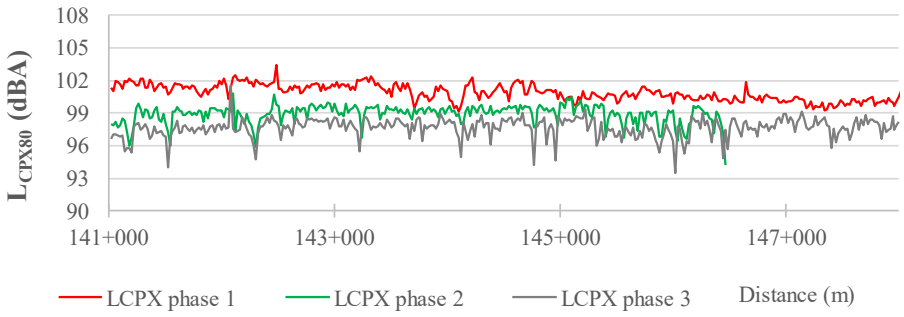


Figure 6: LCPX at 80 km/h in motorway B before and after the intervention (example).

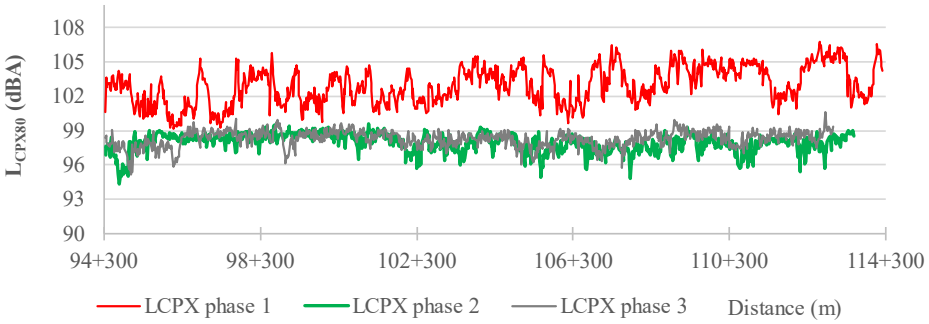


Figure 7: LCPX at 80 km/h in motorway C before and after the intervention (example).

Table 3: LCPX Noise Levels at 50, 80 and 100km/h in Motorways A, B and C and the respective coefficient of variation in Phases 1, 2 and 3.

Motorway B - direction 1		Phase 1		Phase 2			Phase 3		
Reference speed (km/h)		50	80	50	80	100	50	80	100
L_{CPX} (dBA)	Maximum	95,7	103,4	92,9	101	104	92,4	99,8	103
	Minimum	92,4	99,1	89,5	94,2	96,3	87	93,5	96,6
	Average	93,7	100,9	91,8	98,8	101	90,7	97,7	101
Average cv (%)		0,65	0,73	0,76	0,88	0,98	0,88	0,89	0,88
Motorway B - direction 2		Phase 1		Phase 2			Phase 3		
Reference speed (km/h)		50	80	50	80	100	50	80	100
L_{CPX} (dBA)	Maximum	96,4	102,6	94,1	101	104	96,3	99,9	103
	Minimum	90,9	98	88,9	94,6	96,4	87,6	94,5	98,4
	Average	93,2	100,3	92,5	99,4	102	90,9	98	101
Average cv (%)		1,06	0,86	0,77	0,79	1,13	1,18	0,98	0,91
Motorway C - direction 1		Phase 1		Phase 2			Phase 3		
Reference speed (km/h)		50	80	50	80	100	50	80	100
L_{CPX} (dBA)	Maximum	99,3	107,4	93,6	99,6	102	93,1	101	104
	Minimum	91,7	99,2	88	94,1	96,6	87,8	95,2	99
	Average	95,5	103,2	90,8	97,4	100	90,6	98,3	102
Average cv (%)		1.58	1,56	1,04	1,05	0,89	0,71	0,75	0,73
Motorway C - direction 2		Phase 1		Phase 2			Phase 3		
Reference speed (km/h)		50	80	50	80	100	50	80	100
L_{CPX} (dBA)	Maximum	99,5	106,8	92,8	99,1	101	93,4	99,6	103
	Minimum	92,5	98,7	88,3	94,1	96,6	87,3	94,3	97,9
	Average	95,7	102,7	90,2	96,9	99,3	90,1	97,2	101
Average cv (%)		1,45	1,54	1,21	0,93	1,02	0,9	0,88	0,87

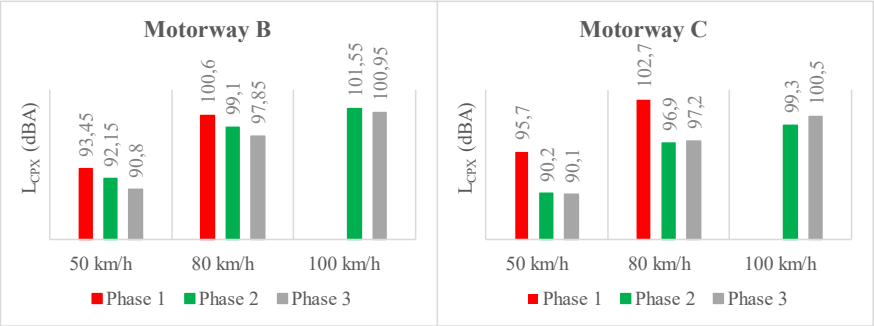


Figure 8: Average LCPX Noise Levels at 50, 80 and 100km/h in Motorways B and C in Phases 1, 2 and 3.

4.2 Spectra analysis

Figure 9 shows the sound spectra for the reference speed of 80 km/h, by direction, before and after the intervention on motorways B and C.

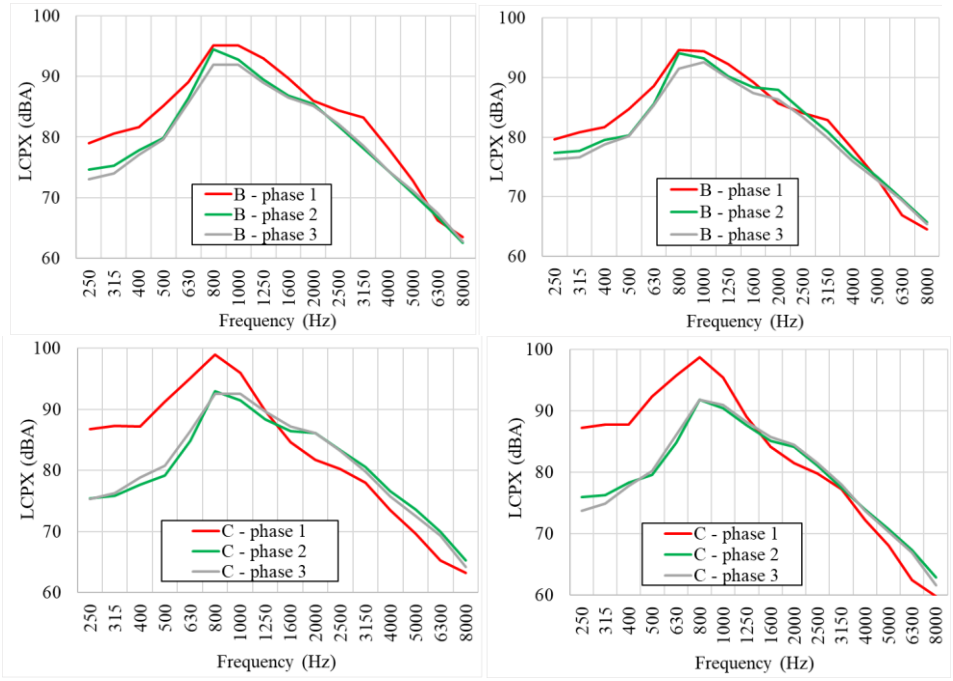


Figure 9: LCPX at 80 km/h in Motorways B and C vs. sound spectra in Phases 1, 2 and 3 (presented 2 road direction).

On motorway C, after the intervention, there is a very significant reduction in noise at low frequencies and a small increase at high frequencies. In this way, the new wearing course has reduced tyre vibrations and negatively affected the air movement mechanisms resulting from tire-pavement interaction.
On Motorway B, the effect of the wearing course change is visible throughout the spectrum, which means that the noise reduction was due to both the reduction in tyre vibration and the favoring of air movements, both of which are possibly provided by the texture.
Considering the speed of 100 km/h, as it is closer to the operational speed on this type of road, it should be noted that the performance pattern is very similar.

5 Comparison of the SPB and CPX methods

By analyzing the data obtained by the two methods, it is possible to see the reduction in noise after replacing the wearing course with SMA12, except for the results obtained by the SPB method for Motorway B, which point to a slight increase.
The results of both methods allow the same hierarchy to be established regarding the ordering of motorways according to the levels of noise reduction following the replacement of the wearing course - Motorway C and Motorway B.
There is some similarity in the levels of noise reduction after replacing the wearing course on the various motorways obtained by the 2 methods; namely, for light vehicles, there is a reduction of around 5 dB(A) on motorway C and varying between a reduction of 1.6 dB(A) and an increase of 1 dB(A) on motorway B.
Only in a detailed analysis of the reduction in noise levels by frequency ranges can be seen a greater dissonance between the two methods. In fact, when comparing Phase 1 with the other Phases, the results of the CPX method indicate that replacing the wearing course generates a greater reduction in noise levels at low frequencies, in the case of motorways B and C, although there is also some reduction at high frequencies, in the case of motorway B. The results of the SPB method, on the other hand, indicate that replacing the wearing course does not reduce noise levels at high frequencies on any of the motorways and that it does reduce them at low frequencies.

6 Environmental noise simulation using CNOSSOS road surface library vs. user-defined road surface

The measurements for tyre-road noise evaluation enable better pavement knowledge. They provide data for calculating specific characteristics of pavements, and this characterization can be used in noise calculation predictive model inputs, representing better local conditions.
The models make use of a reference road surface. Consequently, to calculate noise resulting from other road surfaces, the models require the input of correction coefficients. The correction coefficients for road surface characteristics on, respectively, rolling noise emission and propulsion noise emission, are defined by the following formulations:

$$\Delta L_{WR,road,i,m} = \alpha_{i,m} + \beta_m * \lg\left(\frac{v_m}{v_{ref}}\right) \quad (1)$$

$$\Delta L_{WP,road,i,m} = \min\left\{\alpha_{i,m}\,;0\right\} \quad (2)$$

$\alpha_{i,m}$ is the spectral correction in dB at the reference speed v_{ref} for category m (1, 2 or 3) and octave band i. In the case of a porous road surface, the $\alpha_{i,m}$ coefficient will decrease the propulsion noise, but dense surfaces will not increase it.
β_m is the speed effect on the rolling noise effect for category m (1, 2, or 3) and is supposed to be identical for all frequency bands.

The experimental data obtained from the SPB method was used to calculate the correction coefficients using the directive 2002/49/CE guidelines and some studies available [11] [12].
Table 4 shows the comparison between the results of in situ noise measurements and the output of models using CNOSSOS library road surfaces vs user-defined road surfaces based on the correction coefficients obtained from the experimental data.

Table 4. Results of noise measurements and the output of models using CNOSSOS library road surfaces vs user-defined road surfaces obtained from the experimental data.

Motorway/ Phase	Road surface	CNOSSOS Library Road Surface	Difference between measurements and user-defined road surfaces (dB(A))	Difference between measurements and CNOSSOS library road surfaces (dB(A))
C - Phase 1	PA 12.5	CNS02	6,1	11,3
C - Phase 2	SMA 12	CNS02	0,5	3,9
C - Phase 3	SMA 12	CNS02	1,4	5,1
A - Phase 1	PA 12.5	CNS14	2,1	7
A - Phase 2	AC 14	CNS05	2,4	8

As can be seen from Table 4, the difference between measurements and user-defined road surfaces are lower than those between measurements and CNOSSOS library road surfaces. Therefore, in this sample the sample that should be further developed in the future, the noise levels (Ld) obtained from models using the user-defined road surfaces (based on the correction coefficients obtained from the experimental data) are more in line with the Ld obtained during the noise measurements and are, therefore, in this more adjusted to reality.

7 Conclusions

With the data obtained by the CPB and CPX methods, it was possible to see a reduction in noise after replacing the wearing course with SMA 12, except for the results obtained by the SPB method for Motorway B, which indicates a slight increase.
Furthermore, the differences in the SPB and CPX values are very small after intervention and with time. To help explain the noise changes of the wearing courses over time, it will be necessary to continue assessing these characteristics after the intervention and complement it with other surface characteristics like the macrotexture.
The two methods, SPB and CPX, point to similar levels of overall noise reduction due to the wearing course replacement. However, the analysis of the noise levels by frequency revealed the sound propagation effect in the results of the SPB method, which led to differing changes. It, therefore, seems that the use of the two methods could be complementary, firstly because the SPB method allows noise level reductions to be observed on a wider range of vehicle types and considers a greater diversity of factors, and the CPX method allows a long stretch of road to be characterized in a short period.
Finally, comparing the simulation results performed with the model inputs based on the SPB method and the CNOSSOS pavement surface library with the in-situ noise levels revealed the relevance of adopting model parameters adjusted to the network operated by Brisa.
Nevertheless, this study is only exploratory and requires to be strengthened by reproducing it with a wider sample.
Therefore, it is a future challenge to increase further the use of these methodologies for obtaining pavement characterization parameters for noise simulation models. It is also another challenge to deepen the design of CPX and SPB methods with this objective in mind.

Acknowledgements

This work was partly financed by FCT / MCTES through national funds (PIDDAC) under the R&D Unit Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), under reference UIDB

/ 04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020), and under the Associate Laboratory Advanced Production and Intelligent Systems ARISE under reference LA/P/0112/2020.

References

[1] U. Sandberg and E. Jerzy. Tyre/road noise. Reference book. Informex, 2002.

[2] . O. Sirin. State-of-the-Art Review on Sustainable Design and Construction of Quieter Pavements-Part 2: Factors Affecting Tire-Pavement Noise and Prediction Models. Sustainability, 8(7), 692, 2016.

[3] S. Ling, F. Yu, D. Sun, G. Sun, and L. Xu. A comprehensive review of tire-pavement noise: Generation mechanism, measurement methods, and quiet asphalt pavement. Journal of Cleaner Production, 287, 125056, 2021.

[4] A. Santos. Estudo da eficácia da redução do ruído de tráfego em pavimentos drenantes. Dissertação de Mestrado em Engenharia Rodoviária, Universidade do Minho, 2007. (in portuguese)

[5] M. Antunes, S. Coutinho, J. Patrício, E. Freitas, J. Paulo, J. Coelho. Avaliação do ruído de Tráfego: Metodologia para a Caracterização de Camadas de Desgaste Aplicadas em Portugal. Evaluation of Pavement Surfaces Characteristics, Proceedings of the Seminar, pp 137-145, Guimarães, Portugal, 2008. (in portuguese)

[6] APA. Critérios de contratação pública ecológica, no âmbito da ENCPE 2020, para Conceção, Construção, Reabilitação e Conservação de Estradas. Agência Portuguesa do Ambiente, 2020. (in portuguese)

[7] Dir. 2002/49/CE do Parlamento Europeu e do Conselho de 25 de junho de 2002 – Avaliação e gestão do ruído ambiente. (portuguese version)

[8] Dir. (UE) 2015/996 da Comissão de 19 de maio de 2015 - métodos comuns de avaliação do ruído de acordo com a Diretiva 2002/49/CE do Parlamento Europeu e do Conselho. (portuguese version)

[9] F. Anfosso-Ledee and L. Goubert. The determination of road surface corrections for CNOSSOS-EU model for the emission of road traffic noise. Universitätsbibliothek der RWTH Aachen, 2019.

[10] E. Bühlmann and T. Ziegler. Interpreting measured acoustic performance on Swiss low-noise road surfaces using a tyre/road interaction model. Acoustics 2012, Hong Kong, 2012.

[11] B. Peeters and G. van Blokland. Correcting the CNOSSOS-EU road noise emission values. Euronoise 2018-Conference, 2018.

[12] A. Kok. Refining the CNOSSOS-EU calculation method for environmental noise. INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Institute of Noise Control Engineering, Vol. 259, No. 8, pp. 1842-1849, 2019.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ESTUDIO DE LA RELACIÓN ENTRE LA VEGETACIÓN Y LA ATENUACIÓN DE RUIDO EN PERÚ

Redel-Macías M.D.[1], Moreno R., Zamora R., Nery A., Galán C.

[1]Universidad de Córdoba
{mdredel@uco.es, ig1zadir@uco.es, z82mogar@uco.es, aneryfi@cientifica.edu.pe, bv1gasoc@uco.es}

Resumo
El estudio de la vegetación en las ciudades de Perú y su impacto en la reducción del sonido es de vital importancia en el contexto urbano actual. Durante un año, se llevó a cabo una investigación exhaustiva que implicó la medición continua del ruido en diversos puntos de la ciudad. Los resultados revelaron un vínculo significativo entre la presencia de vegetación y la disminución de los niveles de ruido en el entorno urbano.
La metodología empleada incluyó la creación de mapas detallados que permitieron localizar con precisión las áreas de vegetación en toda la ciudad. Estos mapas, junto con los datos recopilados sobre el ruido, proporcionaron una visión integral de la relación entre la vegetación y los niveles de sonido en Perú.
Los hallazgos del estudio demostraron que la vegetación ejerce una influencia positiva en la reducción del ruido urbano. Las zonas con una mayor cobertura vegetal mostraron niveles significativamente más bajos de ruido en comparación con aquellas áreas menos arboladas o sin vegetación. Este efecto se observó tanto en áreas residenciales como comerciales, lo que resalta la importancia de la vegetación en la mitigación del ruido en diversos contextos urbanos.

Palabras clave: espacios verdes urbanos, acústica ambiental, contaminación.

Abstract
The study of vegetation in the cities of Peru and its impact on noise reduction is of vital importance in the current urban context. Over the course of a year, a comprehensive investigation was conducted that involved continuous noise measurement at various points in the city. The results revealed a significant link between the presence of vegetation and the reduction of noise levels in the urban environment.

The methodology employed included the creation of detailed maps that accurately pinpointed the areas of vegetation throughout the city. These maps, along with the data collected on noise, provided a comprehensive view of the relationship between vegetation and noise levels in Peru.

The findings of the study demonstrated that vegetation has a positive influence on reducing urban noise. Areas with greater vegetation coverage showed significantly lower noise levels compared to those with less or no vegetation. This effect was observed in both residential and commercial areas, highlighting the importance of vegetation in mitigating noise in various urban contexts.
Keywords: urban green spaces, environmental acoustics, pollution.

PACS no. 43.50.Rq

1 Introducción

A nivel mundial, las ciudades están creciendo a un ritmo alto, ejerciendo presión sobre la infraestructura existente y los recursos, por una planificación que busca satisfacer las necesidades a corto plazo de la población, generando una asignación desigual de recursos, provocando problemas y riesgos ambientales que se acrecientan con el cambio climático, provocando más días con niveles de contaminación del aire peligrosos, contaminación acústica, aumentos de temperatura y sus consiguientes problemas de salud [1-3].

A pesar de este rol influyente de los procesos de urbanización en los problemas ambientales, las ciudades puede ser también parte de las soluciones a las crisis ambientales si consideramos que concentran una alta densidad de personas, implicando una mayor eficiencia desde el punto de vista del uso del suelo y consumo de energía, y una gestión más eficaz de los recursos naturales [4].

En este contexto, las áreas verdes urbanas toman cada vez mayor relevancia en la lucha contra el cambio climático y generación de elementos mitigadores de sus efectos [5]. Esto gracias a los múltiples servicios ecosistémicos que prestan, como el secuestro y fijación de carbono, la atenuación de aguas pluviales, la generación de oxígeno, el hábitat para la vida silvestre, la reducción de contaminantes de GEI y del ruido [6],[7].

La contaminación atmosférica y acústica son las mayores preocupaciones sobre la calidad de vida de las personas urbanas [8-10]. El ruido ha sido vinculado al mayor riesgo de problemas fisiológicos y psicológicos de la salud, siendo señalada como uno de los entre los principales peligros ambientales para la salud [11], [12].

La distribución de la contaminación acústica en cada ciudad del mundo está necesariamente influenciada por su propio diseño [13]. Los parques urbanos son uno de los temas típicos del diseño de espacios abiertos y juegan un papel importante en la vida diaria de los ciudadanos [14].

Estos efectos positivos, aún no son identificados, determinados y utilizados con claridad y de forma sistemática en la gestión urbana, implicando la urgencia de conocer las implicaciones de los servicios ecosistémicos del arbolado urbano en el desarrollo de ciudades sostenibles con alta calidad de vida [15].

Este sistema de utilizar vegetación como medio para reducir el ruido comenzó a desarrollarse principalmente en la década de 1970. En esta década aumentaron los estudios científicos sobre las características sonoras de las plantas y cómo podrían influir en la propagación del sonido [16]. Al aumentar la urbanización, los problemas de la contaminación acústica se hicieron más patentes, lo que provocó un mayor interés en buscar una solución natural y sostenible.

Las barreras vegetales disminuyen el ruido mediante los mecanismos de absorción, dispersión y difracción de las ondas acústicas. La vegetación desempeña un rol de filtro acústico natural al absorber parte del sonido y redirigir y dispersar las ondas sonoras restantes [17]. Las plantas están formadas por hojas, tallos y ramas, y esta distribución desempeña un papel crucial en la cantidad de absorción y dispersión que provoca. Es evidente que las barreras vegetales densas y diversificadas tienden a ser más eficaces en la atenuación del ruido, ya que ofrecen múltiples capas que deben atravesar las ondas sonoras. La interacción entre las ondas sonoras y la vegetación se puede producir de forma directa por redistribución y la absorción de la energía sonora. La redistribución de las ondas sonoras se presenta en tres formas distintas: reflexión, difracción y difusión. La absorción en cambio se debe fundamentalmente a efectos termodinámicos y la onda sonora pierde energía precisamente por una transferencia de calor.

A lo largo de los años la investigación ha progresado en la comprensión de cómo los distintos tipos de vegetación afectan en la reducción del ruido. Se han llevado a cabo estudios con la finalidad de identificar la configuración ideal de las barreras vegetales, abarcando la selección de especies de plantas, su densidad, altura y disposición [18]. Por otra parte, la tecnología de modelado acústico ha experimentado un gran avance, pudiéndose predecir con mayor precisión los resultados derivados de la implantación de barreras vegetales en distintos contextos.

En resumen, las barreras vegetales se han consolidado como una solución eficaz y sostenible para la atenuación del ruido en una variedad de entornos. Los progresos en la investigación y la tecnología

siguen perfeccionando nuestra comprensión sobre cómo optimizar plenamente las propiedades acústicas de la vegetación [19] .

2 Objetivos

El objetivo del presente trabajo es estudiar la influencia de la vegetación en la ciudad de Lima, en Perú. Para ello se correlacionarán medidas de contaminación ambiental con la distancia a zonas verdes de arbolado y el ruido ambiental.

3 Materiales y métodos

Se han empleado 20 medidores situados en distintos puntos de la ciudad de Lima, Perú. Estos medidores que miden además del ruido ambiental, los siguientes parámetros de contaminación: material particulado con un diámetro inferior a 10 micras (PM10), material particulado con un diámetro inferior a 2.5 micras (PM2.5), monóxido de carbono (CO), dióxido de azufre (SO_2), dióxido de nitrógeno (NO_2) y ozono (O_3). La disposición geográfica de las distintas estaciones se puede observar en la Figura 1. Los datos obtenidos para el análisis están medidos durante un año completo (2022) con un total de 6624 muestras para cada estación.
Para el análisis estadístico se ha empleado el programa SPSS y Matlab 2023.

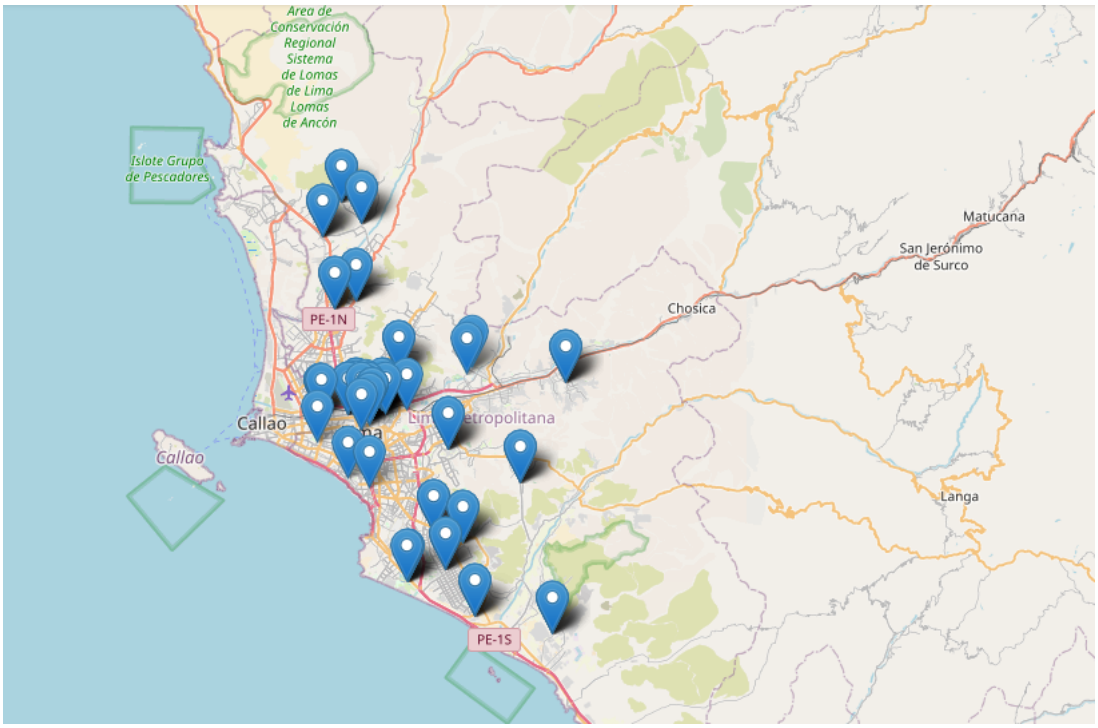


Figura 1 – Distribución geográfica de las estaciones de medida.

4 Resultados y discusión

Se ha llevado a cabo un análisis de correlación estadístico para ver la relación entre la vegetación, el nivel de contaminación gaseosa y particulada con el nivel de ruido de la ciudad de Lima.

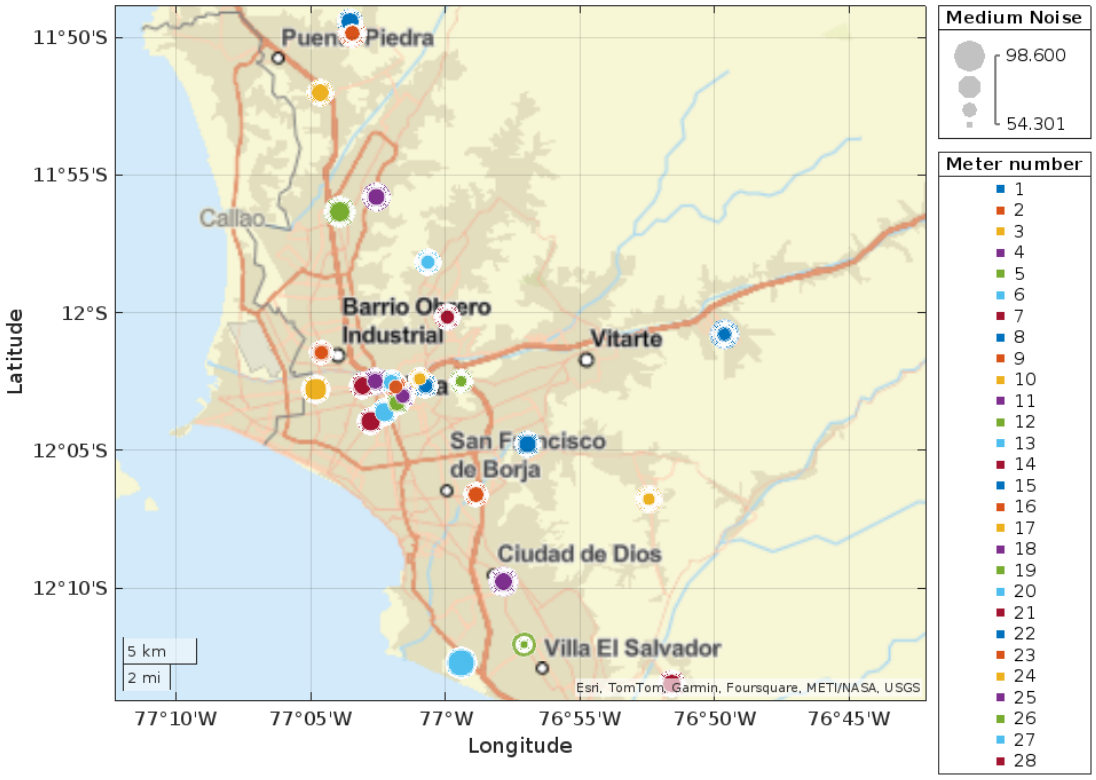
Tabla 1 – Coeficientes de correlación Rho de Spearman.

	CO (ug/m^3)	NO_2 (ug/m3)	O_3 (ug/m^3)	PM10 (ug/m^3)	PM2.5 (ug/m^3)	SO_2 (ug/m^3)	Ruido (dB)	UV	Estación
CO (ug/m^3)	--								
NO_2 (ug/m^3)	.037**	--							
O_3 (ug/m^3)	-.014**	.080**	--						
PM10 (ug/m^3)	.024**	.271**	.059**	--					
PM2.5 (ug/m^3)	.032**	.298**	.065**	.938**	--				
SO_2 (ug/m^3)	.136**	.019**	-.010*	-.034**	-.073**	--			
Ruido (dB)	.138**	-.267**	.013**	-.096**	-.057**	.067**	--		
UV	-.019**	-.571**	-.072**	-.047**	-.072**	.133**	.436**	--	
Estación	-.112**	-.011*	.144**	.226**	.266**	-.332**	-.153**	.007	--

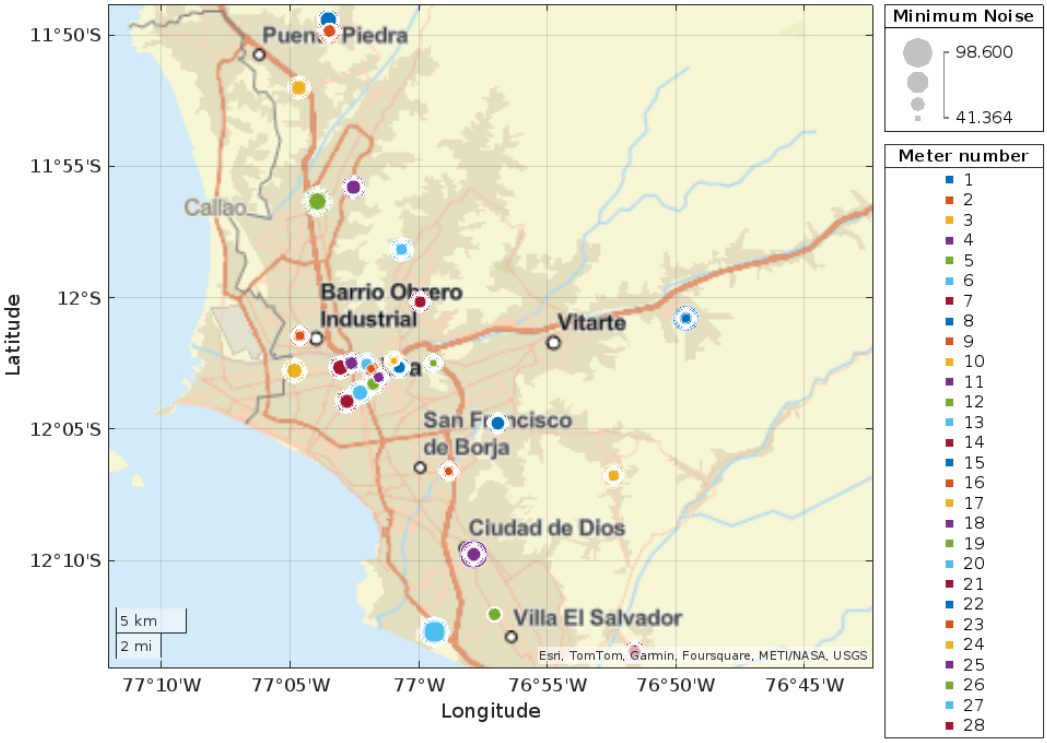
**. La correlación es significativa en el nivel 0,01 (bilateral).

*. La correlación es significativa en el nivel 0,05 (bilateral).

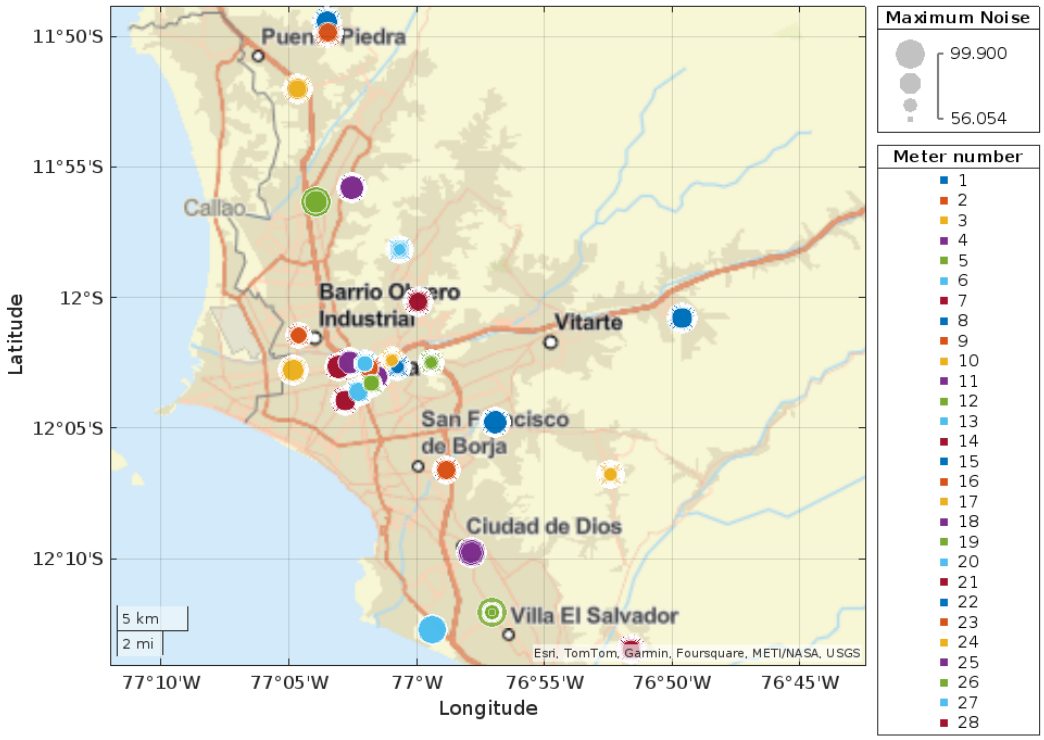
La Figura 2 muestran los niveles de ruido medio, máximo y mínimo alcanzados a lo largo de un año en las distintas estaciones situadas en la ciudad de Lima.


Medium Noise
98.600
54.301
Meter number
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
11°50'S
11°55'S
12°S
12°05'S
12°10'S
Latitude
77°10'W
77°05'W
77°W
76°55'W
76°50'W
76°45'W
Longitude
Callao
Barrio Obrero Industrial
Vitarte
San Francisco de Borja
Ciudad de Dios
Villa El Salvador
5 km
2 mi
Esri, TomTom, Garmin, Foursquare, METI/NASA, USGS

a)


Minimum Noise
98.600
41.364
Meter number
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
11°50'S
11°55'S
12°S
12°05'S
12°10'S
Latitude
77°10'W
77°05'W
77°W
76°55'W
76°50'W
76°45'W
Longitude
Callao
Barrio Obrero Industrial
Vitarte
San Francisco de Borja
Ciudad de Dios
Villa El Salvador
5 km
2 mi
Esri, TomTom, Garmin, Foursquare, METI/NASA, USGS

b)



c)

Figura 2 – Gráfico de niveles de ruido en las estaciones de Lima.

A partir de la Tabla 1 de correlaciones puede decirse que el ruido tiene una correlación significativa de forma directa con el nivel CO, NO2, O3, SO2, la radiación UV y la estación. Esto quiere decir que cuanto más alto son estos contaminantes gaseosos más alto es el nivel de ruido. En el caso de la radiación UV y la estación tiene que ver con la cercanía de la estación con la vegetación. Dependiendo de la posición de la estación de medida con la cercanía a la arboleda, el nivel de ruido es menor. Excepto en siete estaciones, en el resto había arbolado en un radio menor de 100m, y salvo en dos estaciones, había arbolado a menos de 500m de donde estaba la estación.

Estos resultados van en línea con el artículo publicado por Rey-Gonzalo et al [20] donde establecen los beneficios de aumento de las zonas verdes en las ciudades, reduciendo el ruido en las mismas. El ruido y la contaminación gaseos son los contaminantes ambientales más importantes que afectan la salud y el bienestar de los ciudadanos [21]. La Unión Europea registró 238,000 muertes prematuras causadas por la contaminación de materia particulada fina (PM2.5) en 2020. No obstante, esta cifra ha disminuido en un 45% desde 2005. Sin embargo, no se ha observado una disminución significativa en el número de personas expuestas a niveles dañinos de ruido desde que la Directiva de Ruido Ambiental de la Unión Europea requirió a los Estados Miembros elaborar mapas de ruido en 2007. Al menos uno de cada cinco ciudadanos está expuesto a niveles perjudiciales de ruido del tráfico rodado. Los espacios verdes pueden ayudar a reducir los efectos negativos de la exposición a contaminantes ambientales [22]. La vegetación actúa como un amortiguador contra el ruido antropogénico y sirve como fuente de sonidos naturales. Además, los árboles y plantas absorben contaminantes del aire y atrapan partículas en suspensión. A pesar de estos beneficios ambientales, la mayoría de los espacios verdes urbanos no han sido diseñados para eliminar activamente estos contaminantes.

Los espacios verdes urbanos son potenciales áreas tranquilas, pero también se utilizan como áreas de amortiguación de ruido. Si bien existen otras formas de reducir el ruido del tráfico rodado, las áreas verdes también ayudan a mejorar la calidad del aire, reducir las temperaturas y mejorar el atractivo estético de las ciudades. La forma y el tamaño de los espacios verdes están determinados por la

disponibilidad de espacios abiertos urbanos, pero también están vinculados a la funcionalidad de la ciudad. Shan et al. [23] proporcionan una revisión de los diferentes tipos de distribución de espacios verdes, considerando la distribución de las funciones urbanas. Identifican cuatro tipos principales de distribución: núcleo, estrella, satélite y lineal. Si los espacios verdes se utilizan para reducir el ruido en áreas residenciales adyacentes, estos espacios verdes pueden tener altos niveles de ruido y, por lo tanto, no considerarse áreas tranquilas.
Los resultados de la Figura 2 van en línea con los encontrado en [20, 24] donde se muestran los niveles sonoros registrados en diferentes tipos de carreteras en Madrid y alrededores. Considerando el espectro del tráfico rodado para distancias que van desde 10 hasta 100 m. En el estudio muestra que los niveles de ruido de 55 dB(A) solo se alcanzarían si el área verde, con alta densidad de follaje, se encuentra a 70 m del centro de las principales vías urbanas [20]. En las calles residenciales, sería necesario superar los 30 m. Las calles residenciales deben estar ubicadas a 30 m del área verde para alcanzar un nivel de exposición al ruido diurno de menos de 55 dB(A). Sin embargo, cuando las áreas verdes están situadas a 40 m o más de las principales carreteras en los pueblos, se alcanza el nivel de ruido recomendado para áreas tranquilas. Estos resultados destacan la dificultad de alcanzar niveles sonoros diurnos entre 55 y 45 dB(A) recomendados por la EEA para áreas tranquilas [25], a menos que se utilicen grandes parques u otros elementos atenuantes del ruido (barreras acústicas, terraplenes elevados, etc.). Este es el caso de los parques de la ciudad de Lima. De hecho, estudios realizados en parques de diferentes ciudades muestran niveles de ruido más altos que los recomendados para áreas tranquilas [26].

5 Conclusiones

Las características de los espacios verdes determinan la calidad del entorno acústicos de las ciudades y, por tanto, la percepción de la misma. Se ha encontrado que hay una relación entre las zonas verdes de la ciudad de Lima con los niveles de contaminación gaseosa, particulada y acústica. Por tanto, es necesario hacer un buen diseño de los espacios verdes de las ciudades con el objetivo de reducir la contaminación ambiental y evitar también el efecto isla de calor.

Agradecimentos

Investigación ha sido financiado por el proyecto TED2021-130596BC22 del Ministerio de Ciencia e Investigación del Gobierno de España.

Referências

[1] Brugha, R., Grigg, J. (2014) Urban air pollution and respiratory infections. Paediatr Respir Rev, 15, 194–199. https://doi.org/10.1016/j.prrv.2014.03.001

[2] Vardoulakis, S., Dear, K., Wilkinson, P. (2016) Challenges and Opportunities for Urban Environmental Health and Sustainability: The HEALTHY-POLIS initiative. Environ Heal A Glob Access Sci Source, 15, 1–4. https://doi.org/10.1186/s12940-016-0096-1

[3] Salmond, J., Sabel, C.E., Vardoulakis, S. (2018) Towards the integrated study of urban climate, air pollution, and public health. Climate, 6, 12–15. https://doi.org/10.3390/cli6010014

[4] De Carvalho, R.M., Szlafsztein, C.F. (2019) Urban vegetation loss and ecosystem services: The influence on climate regulation and noise and air pollution. Environ Pollut, 245, 844–852. https://doi.org/10.1016/j.envpol.2018.10.114

[5] Elmqvist, T., Fragkias, M., Marcotullio, P.J. (2013) Urbanization, Biodiversity and Ecosystem Services: Challenges and Opportunities: A Global Assessment

[6] Calleja, A., Díaz-Balteiro, L., Iglesias-Merchan, C., Soliño, M. (2017) Acoustic and economic valuation of soundscape: An application to the 'Retiro' Urban Forest Park. Urban For Urban Green, 27, 272–278. https://doi.org/10.1016/j.ufug.2017.08.018

[7] Afrianto, W.F., Wati, S.I., Hidayatullah, T. (2021) The suitability assessment of the tree species in the urban parks and urban forest in Kediri City, East Java, Indonesia. Nusant Biosci, 13, 131–139. https://doi.org/10.13057/nusbiosci/n130201

[8] Celis, J.E., Morales, J.R., Zaror, C.A., Carvacho, O.F. (2007) Contaminación del aire atmosférico por material particulado en una ciudad intermedia: El caso de Chillán (Chile). Inf Tecnol, 18, 49–58

[9] Sygna, K., Aasvang, G.M., Aamodt, G. (2014) Road traffic noise, sleep and mental health. Environ Res, 131. https://doi.org/10.1016/j.envres.2014.02.010

[10] Bello, B.Y.J.P., Silva, C., Nov, O. (2019) SONYC : A System for Monitoring , Analyzing , and Noise Pollution. Commun ACM, 62,68–77. https://doi.org/10.1145/3224204

[11] Jarosińska, D., Héroux, M.È., Wilkhu, P. (2018) Development of the WHO environmental noise guidelines for the european region: An introduction. Int J Environ Res Public Health, 15, 1–7. https://doi.org/10.3390/ijerph15040813

[12] Yang, W., He, J., He, C., Cai, M. (2020) Evaluation of urban traffic noise pollution based on noise maps. Transp Res Part D 87:102516. https://doi.org/10.1016/j.trd.2020.102516

[13] Barrigón Morilla, J.M., Rey Gozalo, G., Montes González, D. (2018) Noise Pollution and Urban Planning. Curr Pollut Reports, 4, 208–219. https://doi.org/10.1007/s40726-018-0095-7

[14] Trombetta Zannin, P.H., Coelho Ferreira, A.M., Szeremetta, B. (2006) Evaluation of noise pollution in urban parks. Environ Monit Assess, 118, 423–433. https://doi.org/10.1007/s10661-006-1506-6

[15] Handayani, B., Mardikaningsih, R. (2022) Urban Forest: The Role of Improving The Quality of The Urban Environment. Technol Soc, 1, 25–29

[16] Aylor, D. (1972) Noise Reduction by Vegetation and Ground. The Journal of the Acoustical Society of America, 51, 197-205.

[17] López Jiménez, N. (2018) Propuesta para el control de ruido ambiental en función de frecuencias de emisión mediante barreras vegetales. [Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México]. 2018.

[18] Horoshenkov, K., Khan, A., Benkreira, H. (2013) Acoustic Properties of Low Growing Plants. The Journal of the Acoustical Society of America,133, 2554-2565. 2013.

[19] Basseda Peradalta, J. (2015) Estudi de les pantalles acústiques vegetals de gran alçada. [Tesis, Universitat Politècnica de Catalunya].

[20] Rey Gozalo, G., Barrigán Morillas, J.M., Prieto, G.C. (2015) Urban noise functional stratification for estimating average annual sound level. J Acoust Soc Am. 133, 3198–208. https:// doi. org/10. 1121/1. 49212 83.

[21] European Commission, Joint Research Centre. Zero pollution:outlook 2022. Luxembourg: Publications Office of the European Union. 2022. https:// data. europa. eu/ doi/ 10. 2760/ 3949.

[22] Browning, M.H.E.M., Rigolon, A., McAnirlin, O., Yoon, H.V. (2022) Where green space matters most: a systematic review of urbanicity, greenspace, and physical health. Landscape Urban Plan. 2022;217:104233. https:// doi. org/ 10. 1016/j. landu rbplan. 2021. 104233.

[23] Shan, J., Huang, Z., Chen, S,. Li, Y., Ji, W. (2021) Green space planning and landscape sustainable design in smart cities considering public green space demands of different formats. Complexity. 5086636. https:// doi. org/ 10. 1155/ 2021/ 50866 36.

[24] Rey Gozalo, G., Barrigán Morillas, J.M., Gómez, E.V. (2012) Analysis of noise exposure in two small towns. Acta Acust United Ac, 98, 884–93. https:// doi. org/ 10. 3813/ AAA. 918572.

[25] European Environment Agency (EEA). Quiet areas in Europe the environment unaffected by noise pollution. Luxembourg:

[26] Publications Office of the European Union. 2016. https:// data. europa. eu/ doi/ 10. 2800/ 7586.

[27] Miterska, M., Kompala, J. (2021) Soundscapes of urban parks in cities with populations of over 100,000 in the Silesian voivodeship. Arch Acoust.,46, 147–54. https://d oi. org/ 10. 24425/a oa.2021. 136568.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

QUIET AREAS E SUSTENTABILIDADE URBANA: CASO DE ESTUDO DE ÁREAS URBANAS DE ELEVADO VALOR PATRIMONIAL DA CIDADE DE COIMBRA

Luciana Oliveira[1], Andreia Pereira[1], Paulo Amado Mendes[1], Luís Godinho[1]

[1]Universidade de Coimbra, ISISE, ARISE, Departamento de Engenharia Civil
{oliv.luci15@gmail.com, apereira@dec.uc.pt, pamendes@dec.uc.pt, lgodinho@dec.uc.pt}

Resumo

O desenvolvimento sustentável das cidades envolve a análise integrada de um conjunto alargado de fatores, designadamente, a qualidade do ar, a mobilidade, a economia, a eficiência energética, os recursos naturais e o ruído ambiente. Atualmente, em Coimbra, está a ser implementada a rede de MetroBus e, consequentemente, está a ser pensado um conjunto de alterações à mobilidade dos cidadãos em diversos pontos da cidade, visando a articulação com esta rede e a melhoria da qualidade do espaço público. Nesse âmbito, no presente trabalho, pretende-se avaliar o possível impacto de alterações à circulação rodoviária e de outras medidas "sustentáveis", em alguns desses pontos. As áreas urbanas que se pretendem estudar correspondem a zonas de elevado valor patrimonial, designadamente, o Polo I da Universidade de Coimbra (UC) ou Alta Universitária e a zona da Av. João das Regras, para as quais estão atualmente em discussão pública propostas de intervenções. Pretende-se identificar se estas zonas podem vir, futuramente, a ser integradas na classificação europeia de *Quiet Areas*, caracterizadas por apresentarem uma paisagem sonora agradável, juntamente com outros fatores de qualificação, tais como a acessibilidade e as características culturais e recreacionais.

Palavras-chave: ruído ambiente, Quiet Areas, requalificação urbana, sustentabilidade urbana.

Abstract

The sustainable development of cities involves the integrated analysis of a wide range of factors, namely air quality, mobility, economy, energy efficiency, natural resources and environmental noise. The MetroBus network is currently being implemented in Coimbra and, consequently, a series of changes to the mobility of citizens in different parts of the city are being considered, aiming at articulation with this network and improving the quality of public space. In this context, in the present work, the evaluation of the possible impact of changes to road circulation and other "sustainable" measures, in some of these points, is addressed. The urban areas that will be studied correspond to areas of high heritage value, namely, “Polo I” of the University of Coimbra (UC) or “Alta Universitária” and the Av. João das Regras area, for which intervention proposals are currently under public discussion. The aim is to identify whether these areas could, in the future, be included in the European classification of Quiet Areas, characterized by presenting a pleasant soundscape, together with other qualifying factors, such as accessibility and cultural and recreational characteristics.

Keywords: environmental noise, Quiet Areas, urban requalification, urban sustainability.

PACS no. 43.28.Js, 43.50.Rq, 43.50.Sr

1 Introdução

Segundo a OMS, o ruído é, hoje em dia, um dos principais riscos para a saúde humana, podendo estar na origem de diversos problemas físicos e mentais, como doenças cardiovasculares, perturbações do sono, deterioração da audição, stress, irritabilidade e problemas de atenção [1].
Pela sua configuração e características, as cidades são naturalmente as zonas mais afetadas por problemas ao nível do ruído ambiente. O tráfego automóvel é a principal fonte de poluição sonora, estimando-se que cerca de 82 milhões de pessoas estejam expostas a níveis de ruído provenientes do tráfego rodoviário superiores a 55 dB (L_{den}), em zonas urbanas [2].
O ruído ambiente é, portanto, um aspeto que deve ser tido em conta aquando do planeamento de novos espaços e da realização de requalificações urbanas.
Em 2002, a Comunidade Europeia adotou a Diretiva 2002/49/CE202 (END), no sentido de estabelecer uma abordagem comum que permitisse evitar, prevenir ou reduzir os efeitos prejudiciais da exposição a elevados níveis de ruído ambiente [3]. Para isso, a END estabelece a obrigatoriedade da elaboração de mapas estratégicos de ruído em certas zonas de interesse, que permitam estimar o número de pessoas afetadas por um dado nível de ruído. A END prevê, ainda, a criação de planos de ação que, com base nos resultados dos mapas de ruído, estabeleçam um conjunto de medidas que visem reduzir a exposição a níveis de ruído ambiente elevados [3].
O objetivo desta diretiva é, deste modo, melhorar a qualidade acústica de zonas que apresentem níveis de ruído incómodos ou prejudiciais e preservar o ambiente sonoro de zonas com boa qualidade acústica, designadas "quiet areas".
Neste trabalho, procurar-se-á perceber de que forma é que as propostas de alteração à mobilidade em diversos pontos da cidade de Coimbra podem contribuir para a melhoria do ambiente acústico desses espaços e possibilitar a sua classificação como *Quiet Urban Areas* (QUA).

2 Caracterização das *Quiet Areas*

Tal como referido anteriormente, as *Quiet Areas* são definidas como zonas que não são afetadas por problemas de ruído e, por isso, apresentam uma boa qualidade acústica, que é importante preservar [2,3]. Estas zonas são também muitas vezes referidas como "zonas tranquilas" ou "zonas calmas", uma vez que estes termos estão diretamente relacionados com a experiência das pessoas que frequentam esses locais [2].
Segundo a END, é possível distinguir entre dois tipos de *Quiet Areas*, designadamente, as que se localizam em espaço urbano, *"quiet areas in an agglomeration",* e as que se localizam em espaço rural, "*quiet areas in open country"*. As definições dadas para cada um dos conceitos não permitem, no entanto, esclarecer de uma forma clara e uniformizada quais os critérios a utilizar para a avaliação e classificação destas zonas, deixando à interpretação de cada Estado-Membro a escolha dos parâmetros/indicadores e dos respetivos limiares.
Assim, o European Topic Centre on Air Pollution, Transport, Noise and Industrial Pollution (ETC/ATNI) desenvolveu um estudo que permitiu identificar os critérios mais utilizados pelos diversos Estados-Membros para designar potenciais *Quiet Areas* [4]. Os resultados obtidos mostraram que, em muitos casos, os parâmetros utilizados abrangiam mais do que apenas a medição/avaliação de indicadores acústicos, considerando também aspetos como a acessibilidade, as características naturais, culturais e recreacionais da zona, o tipo de uso do solo, a área, a existência de sons agradáveis, entre outros [4]. De entre os diversos aspetos referidos, dá-se particular relevância à questão da acessibilidade a estas zonas, pois este é um fator que condiciona o número de pessoas que podem beneficiar das características destes locais.

Percebe-se, assim, que, no processo de seleção e designação de potenciais QUA, deve ser realizada uma avaliação holística da zona em questão, considerando diversos critérios de caráter qualitativo e quantitativo que influenciem o sentido de calma e tranquilidade que estas zonas devem proporcionar.
O mesmo estudo identificou ainda algumas das medidas contempladas nos Plano de Ação para o Ruído que se destinam a preservar a qualidade acústica destas áreas. Um resumo dessas medidas pode ser encontrado na Tabela 1.

Tabela 1- Medidas de controlo de ruído para proteção de *Quiet Areas* (Fonte: Adaptado de [4])

MEDIDAS DE CONTROLO DO RUÍDO PARA PROTEÇÃO DE QUIET AREAS	
CATEGORIA/TIPO DE MEDIDA	**TIPOS DE AÇÕES MENCIONADAS**
Medidas a aplicar no caminho de propagação	• Barreiras acústicas • Barreiras verdes
Medidas de promoção de comportamentos e sensibilização	• Promover uma mudança no comportamento das pessoas para um maior uso de modos de transportes mais silenciosos (e.g. modo ciclável, modo pedonal, veículos elétricos) • Restringir certas atividades ruidosas no interior e nas proximidades de quiet zones • Sinalização
Medidas socio-económicas	• Instalação de sistemas eletrónicos de deteção de velocidade • Desenvolvimento sustentável do sistema de transportes urbano
Uso do solo e planeamento urbano	• Aumentar e alargar as áreas pedonais • Criar novas infraestruturas cicláveis • Proibir o tráfego / restringir o acesso de carros às zonas centrais da cidade e organizar parques de estacionamento periféricos próximos dos pontos de origem e destino do transporte público • Limitar a criação e o desenvolvimento de infraestruturas terrestres, como estradas e ferrovias • Projetar locais para uso público (e.g. parques, zonas verdes, ...)
Planeamento e controlo do tráfego	• Implementação de pavimentos silenciosos • Criação de zonas de 30 km/h • Controlo de velocidade • Reorganização do movimento rodoviário em algumas áreas / reorganização dos espaços • Intervenções que promovam um fluxo de tráfego mais fluido / soluções de acalmia do tráfego • Substituição de cruzamentos por rotundas
Perceção	• Medidas para melhorar a paisagem sonora da área
Outras	• Monitorização dos níveis de ruído • Ter em consideração as Quiet Areas em questões de planeamento urbano e desenvolvimento ambiental • Considerar o ruído ambiente em novos instrumentos de gestão urbana

Como se pode ver pelos dados da tabela, pode ser implementada uma grande variedade de medidas, tanto a nível de controlo na fonte e na propagação do ruído, como a nível do planeamento urbano e uso do solo e também da engenharia de tráfego.
Tendo em conta que o ruído proveniente do tráfego rodoviário é a principal ameaça às *Quiet Areas* [2,4], grande parte das medidas de proteção destas zonas foca-se na mitigação dos seus efeitos, como é o caso das ações que visam a promoção de modos de transporte mais silenciosos (modos pedonal e ciclável e veículos elétricos), a restrição do acesso do tráfego automóvel a certas zonas da cidade, a redução dos limites de velocidade, a implementação de pavimentos silenciosos, a implementação de barreiras acústicas junto de vias de elevada circulação, entre outras.
Em Portugal, a definição do conceito de *Quiet Urban Area* está estabelecida no Decreto-Lei 146/2006 [5], que corresponde à transposição da END para a legislação portuguesa. Neste decreto, as "zonas tranquilas de uma aglomeração" são definidas como "uma zona delimitada pela Câmara Municipal, no âmbito dos estudos e propostas sobre ruído que acompanham os planos municipais de ordenamento do território, que está exposta a um valor de L_{den} igual ou inferior a 55 dB(A) e de L_n igual ou inferior a 45 dB(A), como resultado de todas as fontes de ruído existentes" [5].

3 Descrição dos casos de estudo e metodologia

3.1 Descrição dos casos de estudo

Para a realização do presente estudo, foram selecionadas duas zonas alvo de propostas de intervenção pela Câmara Municipal de Coimbra (CMC), designadamente, a zona da Avenida João das Regras e o Polo I da UC (ou Alta Universitária), identificadas nas figuras 1 e 2. Ambas as zonas apresentam elevado valor histórico, patrimonial e turístico, sendo a zona da Alta Universitária, inclusive, classificada como Património Mundial da Humanidade, pela UNESCO, desde 2013. A requalificação destas zonas é, por isso, de extrema importância.



Figura 1- Descrição visual da zona em estudo- Av. João das Regras (Fonte: Google Maps)



Figura 2- Descrição visual da zona em estudo- Polo I da UC (Fonte: Google Maps)

A proposta de intervenção prevista para a Avenida João das Regras tem como objetivo a pedonalização desta via, de modo a garantir uma maior fruição de todos os elementos que constituem a zona envolvente (Mosteiro de Santa Clara-a-Velha e respetivos jardins, Convento de S. Francisco (Centro de Convenções e Espaço Cultural) e Portugal dos Pequenitos). Para isso, prevê-se a eliminação do tráfego rodoviário de atravessamento da Av. João das Regras, mantendo-se apenas o trânsito de acesso local. Como se pode ver pela Figura 3, para que tal seja viável, será necessário construir uma variante a esta avenida, que garantirá o mesmo nível de serviço da via existente [6].
Para além das alterações ao nível da circulação rodoviária, esta zona será ainda dotada de outros elementos de qualificação, como uma maior arborização, novos pavimentos, novos postos de iluminação e novo mobiliário urbano [6].



Figura 3- Esquema da proposta de alteração da configuração da Av. João das Regras (Fonte: CMC)

A proposta de intervenção para a zona do Polo I da UC tem também como objetivo a requalificação do espaço público num conjunto de ruas e praças inseridas na Área de Reabilitação Urbana "COIMBRA-Universidade/Sereia", designadamente o eixo Largo da Porta Férrea-Rua Larga-Praça D. Dinis-Calçada Martim de Freitas. Assim, as intervenções sugeridas pretendem reordenar o trânsito e os espaços de estacionamento, de maneira a libertar o espaço público do automóvel e garantir melhores condições para a circulação dos peões e dos modos suaves e, simultaneamente, contribuir para uma maior valorização do património existente [7]. Os trabalhos previstos para esta zonas, incluem, por isso, a reformulação das infraestruturas viárias existentes, o reordenamento do trânsito e do estacionamento, a repavimentação de toda a área, a reformulação da iluminação pública das vias e dos espaços adjacentes, a plantação de novos alinhamentos de árvores e a reorganização e renovação do mobiliário urbano [7].
Em termos de alterações relativas ao reordenamento do trânsito e dos espaços de estacionamento, a proposta prevê uma redução de cerca de 75 lugares de estacionamento e a aplicação de um sistema de pagamento a mais 25 lugares. Prevê-se, ainda, a alteração do sentido de uma das duas ruas de acesso ao Polo I, a Calçada Martim de Freitas, que passará a ser de sentido único e contemplará uma ciclovia, permitindo assim uma maior clarificação do sistema de acessos à zona, passando a existir apenas uma entrada principal para esta zona [7].
É importante realçar que a ideia base de "expulsar" os carros do espaço público, dando prioridade ao peão, é ainda apoiada pela implementação do Sistema Metro Mondego, que se configurará como uma opção competitiva ao automóvel, ajudando a reduzir o número de veículos que circulam nesta zona.

3.2 Metodologia e dados de entrada

Para avaliar o impacto de cada uma das intervenções no ambiente sonoro da zona em estudo, foram desenvolvidos mapas de ruído que caracterizassem a situação atual e a proposta de requalificação. Os mapas de ruído foram elaborados seguindo as "Diretrizes para elaboração de mapas de ruído - métodos CNOSSOS-EU", elaboradas pela APA [8], tendo sido utilizado o software de modelação CadnaA [9].

3.2.1 Avenida João das Regras

Como dados de entrada para o modelo de caracterização da situação atual da Avenida João das Regras, em termos de tráfego rodoviário, foram utilizados dados relativos a contagens efetuadas no âmbito do estudo realizado para o projeto de instalação da "Linha de Elétricos entre a Rua da Alegria e a Rotunda das Lages", em 2016 [10]. Como apenas existia informação relativa ao período de ponta da manhã (PPM-entre as 7:00h e as10:00h) e ao período de ponta da tarde (PPT- entre as 17:00h e as 20:00h), os valores relativos ao período noturno e do entardecer foram extrapolados considerando a informação relativa ao tráfego do primeiro quarto de hora do período da manhã e do último quarto de hora do período da tarde, respetivamente. Os resultados das contagens (Tráfego Médio Horário-TMH) para cada uma das vias modeladas e as respetivas velocidades de circulação encontram-se na Tabela 2. Não existindo informação relativa ao número de veículos da categoria 4, foi considerada uma percentagem de 5%.

Tabela 2- TMH para o período diurno, entardecer e noturno, para cada uma das vias (número de veículos e percentagem de veículos pesados) e respetiva velocidade de circulação

	Período Diurno		**Entardecer**		**Período Noturno**		**Velocidade de circulação (km/h)**
	# Veículos	**% Pesados**	**# Veículos**	**% Pesados**	**# Veículos**	**% Pesados**	
Pt. St. Clara	1019	6.7%	956	3.7%	320	19.0%	50
Av. Inês de Castro	1492	2.9%	1141	2.3%	440	11.1%	50
Av. João das Regras	1729	4.5%	1388	4.6%	640	8.3%	50
Rua António Gonçalves	316	0.9%	240	0.0%	16	0.0%	30
Av. Guarda Inglesa	2051	2.9%	1569	2.1%	604	5.6%	50
Rua das Parreiras	172	0.0%	100	0.0%	12	0.0%	40

Relativamente ao edificado, considerou-se uma altura de 4 m para o piso térreo de qualquer edifício (com ocupação comercial) e de 3 m para os restantes pisos com ocupação residencial, de acordo com o indicado nas diretrizes da APA [8]. Para os casos de edifícios não residenciais, a sua altura foi estimada utilizando ferramentas da aplicação Google Earth.
Para a modelação das propostas de alteração, foi considerado que o tráfego na nova variante seria equivalente ao tráfego contabilizado para a Av. João das Regras e que o tráfego nesta via, uma vez que passaria a ser apenas de acesso local, foi estimado considerando uma média de 2 viagens por habitação, para duas habitações por piso.

3.2.2 Polo I da UC (Alta Universitária)

Para a construção do modelo na zona do Polo I da UC, foram utilizados os dados provenientes das contagens e do modelo de tráfego realizados no âmbito do estudo "Circular na Alta", em 2017 [11], indicados na Figura 4. Como os dados englobavam apenas o período de ponta da manhã (7:00h-10:00h), neste caso, os períodos do entardecer e noturno não foram considerados na análise. Em relação à percentagem de veículos pesados e veículos a motor de duas rodas, à falta de melhor informação, foi fixada uma percentagem de 5% para ambas as categorias. Ainda no que diz respeito à modelação da rede viária, considerou-se uma velocidade de circulação de 50 km/h, em todas as vias.
Para a modelação do edificado foram aplicadas considerações idênticas às referidas anteriormente.
No caso da modelação das alterações previstas pela CMC, uma vez que seria difícil estimar com precisão qual o impacto das medidas em termos de número e distribuição dos veículos na rede viária, foram estabelecidos dois cenários possíveis. Para o primeiro cenário (Cenário 1), mais conservador, considerou-se que a redução do número de veículos seria proporcional ao número de lugares de estacionamento eliminados, tendo-se estabelecido um critério de menos 2 viagens por lugar de estacionamento retirado ou taxado. No segundo cenário (Cenário 2), assumiu-se que as restrições impostas em termos de estacionamento e circulação, em conjunto com o funcionamento do sistema de metro de superfície, poderiam causar um impacto maior, tendo-se considerado, por isso, uma redução de 40% no número de veículos.

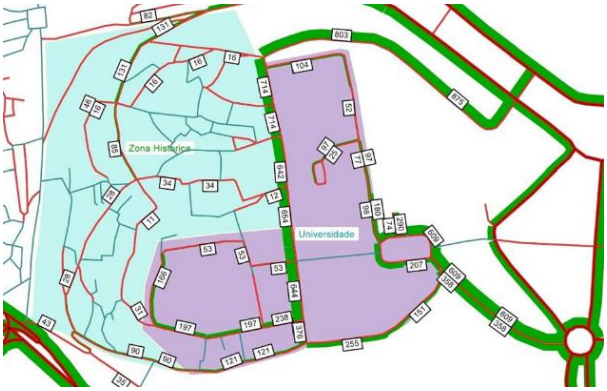


Figura 4- Modelo da procura de tráfego na rede viária da Alta de Coimbra no PPM (7:00-10:00) (Fonte: [11])

4 Análise dos resultados

4.1 Avenida João das Regras

Para a medição dos níveis de ruído na zona em estudo, optou-se por definir um conjunto de oito recetores distribuídos nas proximidades da Avenida João das Regras e pelos jardins do Mosteiro de Santa Clara-a-Velha, uma zona verde adjacente à avenida, como indicado nas figuras 5 e 6. Cada recetor foi colocado a uma altura de 1,70 metros.
Os resultados obtidos para esta primeira simulação (situação atual) encontram-se indicados na Tabela 3 e na Figura 5.

Tabela 3- Resultados da primeira simulação (Cenário atual) e comparação com os limites para *Quiet Urban Areas*

	Resultados da simulação- Cenário atual				Limiar máximo para QUA		Δ [dB(A)]	
	L_d [dB(A)]	L_e [dB(A)]	L_n [dB(A)]	L_{den} [dB(A)]	L_n [dB(A)]	L_{den} [dB(A)]	ΔL_n [dB(A)]	ΔL_{den} [dB(A)]
Recetor 1	65.9	65.1	62.8	69.9	45.0	55.0	17.8	14.9
Recetor 2	65.0	64.2	61.8	68.9	45.0	55.0	16.8	13.9
Recetor 3	59.2	58.6	56.2	63.3	45.0	55.0	11.2	8.3
Recetor 4	60.1	60.2	58.1	64.9	45.0	55.0	13.1	9.9
Recetor 5	57.3	56.6	54.0	61.2	45.0	55.0	9.0	6.2
Recetor 6	58.4	58.7	56.4	63.3	45.0	55.0	11.4	8.3
Recetor 7	50.6	51.2	48.9	55.8	45.0	55.0	3.9	0.8
Recetor 8	50.5	50.7	48.5	55.4	45.0	55.0	3.5	0.4

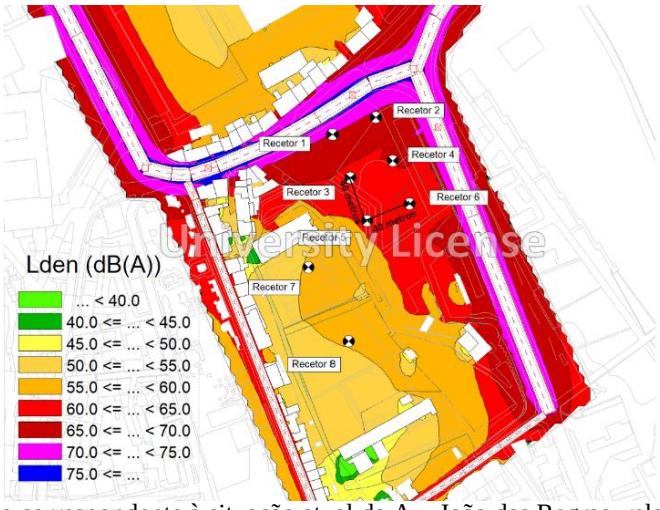


Figura 5- Mapa de ruído correspondente à situação atual da Av. João das Regras, relativo ao indicador L_{den}

Através da análise dos resultados apresentados na tabela e no mapa, percebe-se que a zona em análise apresenta níveis de ruído bastante elevados, com algumas zonas (na proximidade das vias principais) a registar valores superiores a 70 dB(A), pelo que se pode facilmente concluir que esta zona, atualmente, não se enquadra na classificação de *Quiet Urban Area*, tendo, em alguns pontos, diferenças de cerca de 20 dB(A) relativamente aos limiares referidos para estas áreas.
Analisando, agora, os valores registados por cada recetor, é possível verificar que não existe uma diferença significativa entre os valores obtidos pelos recetores localizados mais próximo da Av. Inês de Castro (recetores 2, 4 e 6) e os recetores localizados cerca de 40 metros mais afastados dessa via (recetores 1, 3 e 5), pelo que se verifica que a Av. João das Regras será a fonte sonora que mais contribui para os valores de ruído registados nesta zona.
A segunda simulação realizada, elaborada de acordo com as propostas de requalificação, deu origem aos resultados ilustrados na Tabela 4 e na Figura 6.

Tabela 4- Resultados da segunda simulação (Proposta de alteração) e comparação com os valores obtidos para a situação atual

	Resultados da simulação- Proposta de alteração				Δ [dB(A)] (Comparativamente ao Cenário atual)			
	L_d [dB(A)]	L_e [dB(A)]	L_n [dB(A)]	L_{den} [dB(A)]	ΔL_d [dB(A)]	ΔL_e [dB(A)]	ΔL_n [dB(A)]	ΔL_{den} [dB(A)]
Recetor 1	56.4	55.8	53.2	60.3	-9.5	-9.3	-9.6	-9.6
Recetor 2	59.3	58.5	55.4	62.8	-5.7	-5.7	-6.4	-6.1
Recetor 3	54.3	53.6	50.8	58.1	-4.9	-5.0	-5.4	-5.2
Recetor 4	58.3	58.4	55.8	62.8	-1.8	-1.8	-2.3	-2.1
Recetor 5	55.3	54.4	51.3	58.7	-2.0	-2.2	-2.7	-2.5
Recetor 6	57.9	58.2	55.9	62.7	-0.5	-0.5	-0.5	-0.6
Recetor 7	50.0	50.4	48.3	55.1	-0.6	-0.8	-0.6	-0.7
Recetor 8	49.2	49.3	46.9	53.8	-1.3	-1.4	-1.6	-1.6

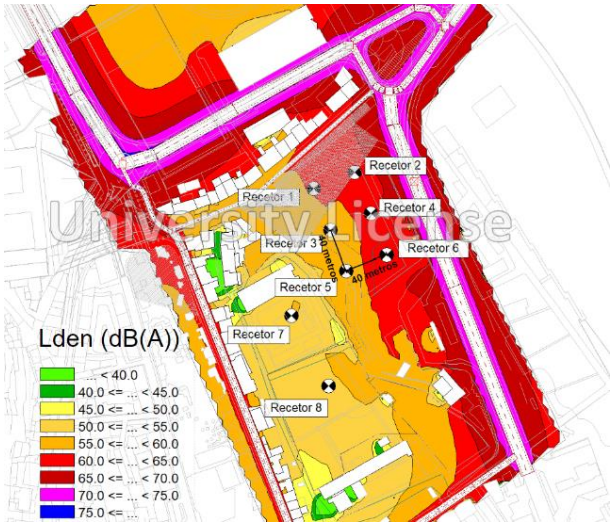


Figura 6- Mapa de ruído correspondente à proposta de alteração da Av. João das Regras, relativo ao indicador L_{den}

Como é possível constatar pelos resultados apresentados no mapa de ruído e na tabela, houve uma redução significativa dos níveis de ruído, com alguns pontos a apresentarem diferenças na ordem dos 10 dB(A).
Verifica-se também que, neste caso, existe uma maior diferença entre os valores registados pelos recetores 2, 4 e 6 e pelos recetores 1, 3 e 5 (cerca de 3 a 4 dB(A)), uma vez que a principal fonte de ruído nesta zona passa a ser a Av. Inês de Castro.
Na Tabela 5, é feita uma análise comparativa entre os valores obtidos na simulação e os limiares estabelecidos para a classificação de *Quiet Urban Areas*.
Pelos resultados apresentados, percebe-se que, embora as intervenções propostas contribuam para uma redução significa dos níveis de ruído, essas medidas não são suficientes para que esta zona passe a

satisfazer os critérios estabelecidos para as QUA, sendo necessária a implementação de medidas de mitigação adicionais para que estes possam ser cumpridos.

Tabela 5- Resultados da segunda simulação (Proposta de alteração) e comparação com os limites para *Quiet Urban Areas*

	Resultados da simulação-Proposta de alteração				Limiar máximo para QUA		Δ [dB(A)]	
	L_d [dB(A)]	L_e [dB(A)]	L_n [dB(A)]	L_{den} [dB(A)]	L_n [dB(A)]	L_{den} [dB(A)]	ΔL_n [dB(A)]	ΔL_{den} [dB(A)]
Recetor 1	56.4	55.8	53.2	60.3	45.0	55.0	8.2	5.3
Recetor 2	59.3	58.5	55.4	62.8	45.0	55.0	10.4	7.8
Recetor 3	54.3	53.6	50.8	58.1	45.0	55.0	5.8	3.1
Recetor 4	58.3	58.4	55.8	62.8	45.0	55.0	10.8	7.8
Recetor 5	55.3	54.4	51.3	58.7	45.0	55.0	6.3	3.7
Recetor 6	57.9	58.2	55.9	62.7	45.0	55.0	10.9	7.7
Recetor 7	50.0	50.4	48.3	55.1	45.0	55.0	3.3	0.1
Recetor 8	49.2	49.3	46.9	53.8	45.0	55.0	1.9	-1.2

4.2 Polo I da UC (Alta Universitária)

Para a medição dos níveis de ruído na zona em estudo, optou-se por definir um conjunto de sete recetores, distribuídos ao longo do eixo que se pretende requalificar (Largo da Porta Férrea-Rua Larga-Praça D. Dinis-Calçada Martim de Freitas) e noutras zonas que também serão impactadas por estas alterações, como indicado nas figuras 7, 8 e 9. Cada recetor foi colocado a uma altura de 1,70 metros. Os resultados obtidos para a primeira simulação (situação atual) encontram-se indicados na Tabela 6 e na Figura 7.

Tabela 6- Resultados da primeira simulação (Cenário atual)

	Resultados da simulação-Cenário atual
	L_d [dB(A)]
Recetor 1	47.5
Recetor 2	44.5
Recetor 3	54.8
Recetor 4	65.0
Recetor 5	62.1
Recetor 6	44.5
Recetor 7	60.7

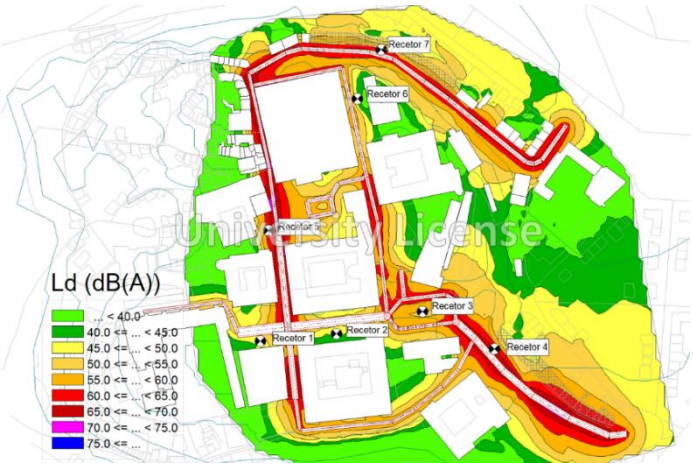


Figura 7- Mapa de ruído correspondente à situação atual do Polo I da UC, relativo ao indicador L_d

Como se pode constatar pelos resultados obtidos, existem alguns pontos da zona em estudo que não apresentam níveis de ruído muito elevados, pelo que é possível perceber que a sua qualidade acústica ambiental deve ser preservada. Existem, no entanto, outras zonas em que os níveis de ruído são já significativos, ultrapassando os 60 dB(A).

Para a modelação da proposta de alteração e Cenário 1, foram realizadas as considerações apresentadas anteriormente, tendo-se obtido os resultados indicados na Tabela 7 e na Figura 8.

Tabela 7-Resultados da segunda simulação (Proposta de alteração e Cenário 1) e comparação com os valores obtidos para a situação atual

	Resultados da simulação-Cenário 1	Δ [dB(A)] (Comparativamente ao Cenário atual)
	L_d [dB(A)]	ΔL_d [dB(A)]
Recetor 1	47.2	-0.3
Recetor 2	44.3	-0.2
Recetor 3	51.0	-3.8
Recetor 4	58.5	-6.5
Recetor 5	61.7	-0.4
Recetor 6	53.8	9.3
Recetor 7	62.3	1.6

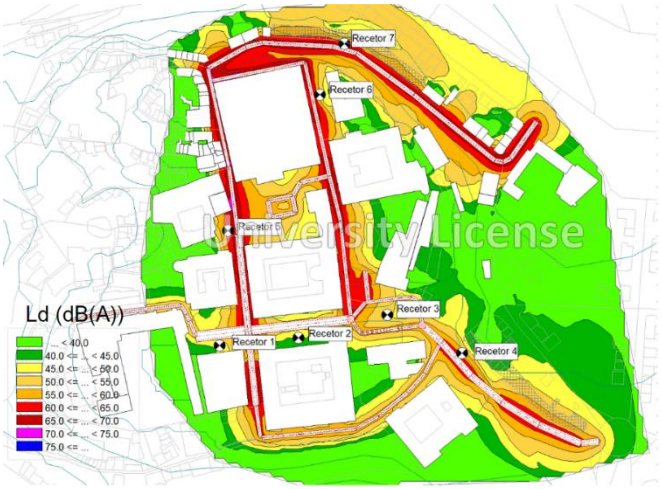


Figura 8- Mapa de ruído correspondente à proposta de alteração do Polo I da UC e ao Cenário 1, relativo ao indicador L_d

A partir dos resultados obtidos é possível constatar que houve uma diminuição dos níveis de ruído ao longo do eixo que se pretende requalificar, sendo essa redução mais significativa nas zonas da Praça D. Dinis e da Calçada Martim de Freitas (recetores 3 e 4, respetivamente), com diferenças entre os 4 e os 6.5 dB(A). Por outro lado, houve zonas em que ocorreu um aumento dos níveis de ruído, como a Rua Padre António Vieira e a Rua dos Estudos (recetores 7 e 6, respetivamente), pois as condicionantes ao nível dos sentidos do trânsito conduziram a um aumento do tráfego nestas ruas, que passaram a ser o principal acesso à zona do Polo I.

Por último, foi realizada a modelação da proposta de alteração e Cenário 2, correspondente a uma redução de 40% no tráfego automóvel. Os resultados apresentam-se na Tabela 8 e Figura 9.

Tabela 8- Resultados da terceira simulação (Proposta de alteração e Cenário 2) e comparação com os valores obtidos para a situação atual

	Resultados da simulação-Cenário 2	Δ [dB(A)] (Comparativamente ao Cenário atual)
	L_d [dB(A)]	ΔL_d [dB(A)]
Recetor 1	45.8	-1.7
Recetor 2	44.0	-0.5
Recetor 3	48.4	-6.4
Recetor 4	58.5	-6.5
Recetor 5	59.6	-2.5
Recetor 6	52.7	8.2
Recetor 7	60.9	0.2

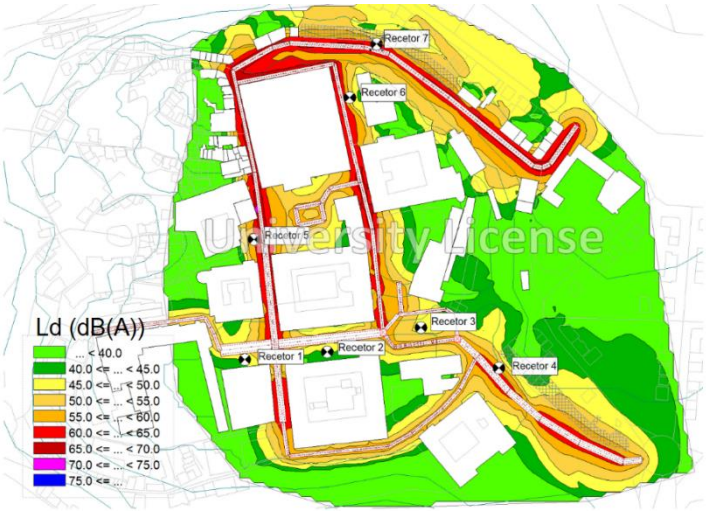


Figura 9- Mapa de ruído correspondente à proposta de alteração do Polo I da UC e ao Cenário 2, relativo ao indicador L_d

À semelhança dos resultados do Cenário 1, os resultados obtidos para o segundo cenário mostram que existe uma melhoria do ambiente acústico ao longo do eixo Largo da Porta Férrea-Rua Larga-Praça D. Dinis-Calçada Martim de Freitas, alvo das intervenções de requalificação. No entanto, neste cenário de intervenção, as diferenças registadas nos recetores 1, 3 e 5 são mais significativas do que no cenário anterior. Em relação à zona da Rua dos Estudos (recetor 6), verificamos que o aumento dos níveis de ruído é menor do que o previsto para o Cenário 1, sendo, no entanto, ainda bastante mais elevado do que na situação atual. Já no que se refere à Rua Padre António Vieira (recetor 7), para este cenário de intervenção, os níveis de ruído mantêm-se dentro dos obtidos para a situação atual.

5 Conclusões

Através dos resultados obtidos para ambos os casos de estudo, é possível concluir que as intervenções previstas pela Câmara Municipal de Coimbra para requalificação do espaço público na Avenida João das Regras e no Polo I da Universidade Coimbra contribuirão para uma melhoria significativa do ambiente sonoro nestas zonas, permitindo, assim, uma maior fruição destes espaços.

No entanto, para o primeiro caso de estudo (Av. João das Regras), verifica-se que estas medidas são insuficientes para a classificação desta zona como *Quiet Urban Area*, pelo que, para que tal fosse possível, seria necessário implementar medidas complementares que visassem direta ou indiretamente a redução dos níveis de ruído.

No segundo caso de estudo (Polo I da UC), verificou-se que, apesar de haver uma melhoria dos níveis de ruído no eixo principal da intervenção (Largo da Porta Férrea-Rua Larga-Praça D. Dinis-Calçada Martim de Freitas) existe, contudo, um agravamento do ruído noutros pontos, pelo que, mais uma vez, esta zona beneficiaria da implementação de outras medidas que permitissem melhorar o ambiente acústico também nesses pontos, como, por exemplo, determinação do acesso exclusivo a modos de transporte mais silenciosos, aplicação de pavimentos silenciosos, redução das velocidades de circulação, entre outras. Por falta de informação necessária para o cálculo dos indicadores L_{den} e L_n, não foi possível avaliar esta zona no contexto das *Quiet Urban Areas*. No entanto, tendo em conta os níveis de ruído obtidos para o indicador L_d e as características funcionais e recreacionais deste espaço, é fácil compreender a necessidade de garantir e preservar a sua boa qualidade acústica ambiental.

Agradecimentos

Este trabalho foi parcialmente financiado pela FCT / MCTES através de fundos nacionais (PIDDAC) sob a Unidade de I&D Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), sob a referência UIDB / 04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020), e sob o Laboratório Associado Sistemas de Produção Avançada e Inteligentes (ARISE) sob a referência LA/P/0112/2020. Foi ainda obtido financiamento no âmbito do projeto NEXUS "Agenda Mobilizadora Sines Nexus Pacto de Inovação – Transição Verde e Digital para Transportes, Logística e Mobilidade" (referência: IT0251.17).
Os autores agradecem à Câmara Municipal de Coimbra a disponibilização de informação e a colaboração que permitiram a realização do presente estudo.

Referências

[1] WHO. (2018). Environmental noise guidelines for the European region. WHO Regional Office for Europe. Copenhagen.

[2] EEA. (2020). Environmental Noise in Europe—2020. Technical Report. EEA (European Environment Agency). Copenhagen.

[3] EU. (2002). Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise. Official Journal of the European Union. Brussels.

[4] ETC/ATNI. (2019). Status of quiet areas in European urban agglomerations. *Eionet Report ETC/ATNI.* Vol 10/2019.

[5] Ministério do Ambiente, do Ordenamento de Território e do Desenvolvimento Regional. (2006). Decreto-lei nº 146/2006 de 31 de julho. Diário da República: I série.

[6] CMC. (2012). Variante à Avenida João das Regras: Memória Descritiva e Justificativa. CMC. Coimbra.

[7] CMC. (2023). Relatório Prévio- Requalificação Urbana do Eixo Alta Universitária- Praça João Paulo II-Sereia. CMC. Coimbra.

[8] APA. (2022). Diretrizes para elaboração de mapas de ruído - métodos CNOSSOS-EU. APA. Amadora.

[9] DataKustik GmbH, CadnaA-Software for Environmental Noise: http://www.datakustik.com/

[10] CMC. (2016). Estudo de caracterização de tráfego para a Linha de Elétrico entre a Rua da Alegria e a Rotunda das Lages. CMC. Coimbra.

[11] CMC. (2017). Projeto "Circular na Alta": Plano de Mobilidade Sustentável e Acessibilidade (1.ª fase). CMC. Coimbra.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

SISTEMAS DE GESTÃO DE RUÍDO AMBIENTAL BASEADOS EM MONITORIZAÇÃO PERMANENTE E MODELOS DE SIMULAÇÃO

Luís Conde Santos[1], Jorge Preto[1], Cristina Leão[1], André Carvalho[2], Guilherme Covas[2], Afonso Melo[2]

[1]dBwave.i - Acoustic Engineering, SA, Oeiras, Portugal
luis.conde@dbwave.pt , dbwave@dbwave.pt
[2] Instituto de Soldadura e Qualidade, Oeiras, Portugal
afcarvalho@isq.pt , sid.id@isq.pt

Resumo

A presente comunicação aborda a problemática de implementação de sistemas de gestão de ruído ambiental baseados em monitorização permanente e modelos de simulação, em que se procura conjugar informação em tempo real, proveniente de estações de monitorização instaladas junto ou dentro da atividade ruidosa, com um modelo acústico que permite prever os níveis sonoros à distância, tipicamente junto a recetores sensíveis. Os dados da monitorização são tratados e disponibilizados por uma plataforma digital, com capacidade de deteção e classificação de ruídos, alimentando o modelo acústico para atribuição de potência sonora às fontes de ruído definidas no modelo. São apresentados exemplos de aplicação e o caso de estudo de uma pista de automobilismo.

Palavras-chave: ruído ambiental, gestão de ruído, monitorização permanente, plataforma digital.

Abstract

This paper addresses the problem of implementing environmental noise management systems based on permanent monitoring and simulation models, which seek to combine real-time information from monitoring stations, installed near or within the noisy activity, with an acoustic model that allows to predict sound levels at a distance, typically near sensitive receivers. The monitoring data are processed and made available by a digital platform, with the capacity to detect and classify noise, feeding information to the acoustic model for the attribution of sound power to the noise sources defined in the model. Examples of possible application are presented, and the case study of a motorsport track is described.

Keywords: Environmental Noise, Noise Management, Permanent Monitoring, Digital Platform.

PACS no. 43.50.Rq, 43.58.Ta, 43.60.Bf

1 Introdução

O método mais comum para avaliar o ruído ambiental gerado por uma atividade ruidosa é a realização de medições de ruído junto a recetores sensíveis potencialmente afetados, medições essas que podem

ser realizadas por amostragem ou em contínuo durante vários dias (por exemplo: 48 horas). Outro método também utilizado consiste na elaboração de um modelo acústico da atividade ruidosa (ex.º: uma fábrica), a partir do qual se calculam os níveis sonoros nos recetores sensíveis e, de uma forma espacialmente mais abrangente, mapas de ruído em toda a envolvente. Estes métodos, apesar de aplicáveis em muitos casos, têm algumas limitações como base para um sistema de gestão e controlo de ruído ambiental, sendo mesmo totalmente inadequados em situações em que haja grande variabilidade ou imprevisibilidade no ruído emitido pela atividade e/ou em que haja necessidade de acompanhamento em tempo real do ruído da atividade.

De facto, num contexto de rápidas mudanças na sociedade e nas tecnologias ao seu dispor, os métodos e tecnologias utilizados na avaliação e gestão do ruído ambiental têm evoluído lentamente, não conseguindo, acompanhar as verdadeiras mudanças de paradigma que vêm ocorrendo à sua volta. A dBwave, empresa de engenharia acústica do Grupo ISQ, procurando atender a este tipo de questões, desenvolveu e tem vindo a aplicar metodologias de monitorização de ruído em contínuo, por períodos mais ou menos alargados (desde 48h a várias semanas), com análise manual dos registos em pós-processamento, metodologias essa que se revelam atualmente insuficientes, consumindo muito tempo, não permitindo acesso remoto aos dados durante a monitorização, nem qualquer controlo em tempo real da atividade ou fonte ruidosa que se está a monitorizar e que só são identificados à posteriori.

2 A plataforma MIRA – Monitorização Inteligente de Ruído Ambiental

Para responder aos desafios anteriormente descritos, a solução inovadora do projeto MIRA, idealizado pela dBwave.i, foca-se na monitorização de ruído em contínuo, desacompanhada, pretendendo capacitar todo o processo com automatismos desenvolvidos para identificação de sons ou ruídos específicos, bem como a geração de alertas e relatórios diários de medições realizadas. Sendo assim, o MIRA agrega diferentes módulos, todos interligados por uma arquitetura robusta e utilizados através de uma Plataforma Digital Integrada. Esta permite integrar e centralizar diversas tecnologias já existentes, bem como novas desenvolvidas com características inovadoras e diferenciadoras da concorrência. Procura assim responder às necessidades identificadas no mercado, em setores como a indústria, construção, infraestruturas de transporte, municípios e espetáculos musicais e desportivos [1].

A plataforma MIRA é desenhada de forma a permitir flexibilidade, performance, escalabilidade e fácil utilização. O sistema está dividido em diferentes módulos com o principal foco na capacidade de escalar consoante o tráfego que estiver a ocorrer no momento. Para o efeito, é utilizado um serviço de cloud que permite flexibilidade das capacidades computacionais contratadas de acordo com a necessidade do momento. Este aspeto é crítico pois permite garantir uma grande segurança na qualidade e responsividade do serviço, mas também controlo dos custos associados, já que estes estão diretamente relacionados com o número de equipamentos/trabalhos a ser realizados em cada momento.
A Figura 1 ilustra os vários módulos existentes e como eles comunicam entre si.

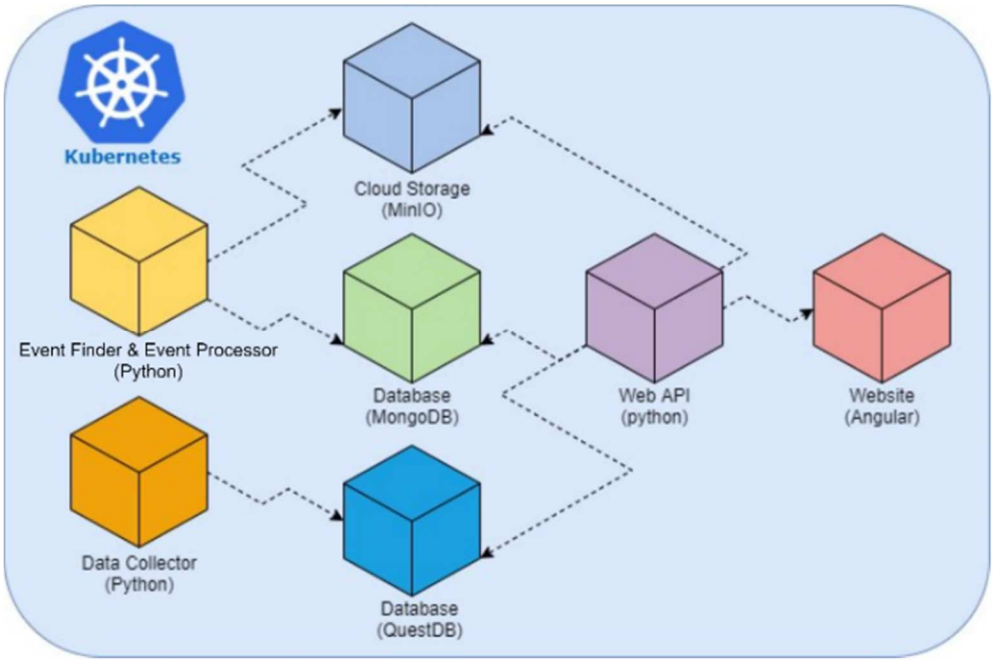


Figura 1 - Esquema da arquitetura do MIRA.

Destacam-se então os seguintes módulos:

- Website: proporciona um acesso seguro, interativo e acessível às funcionalidades da plataforma;
- REST API: responsável por servir informação aos vários componentes da plataforma, orquestrando respostas e processos resultantes de pedidos do utilizador;
- Data Collector: consiste num módulo isolado que se conecta aos equipamentos (sonómetros/estações de monitorização de ruído) recolhendo as diferentes métricas sonoras e armazenando-as numa base de dados de séries temporais;
- Event Finder & Event Processor: consiste num módulo isolado, sem interação com o exterior, que verifica, de forma cíclica em intervalos de tempo regulares pré-definidos, se existem ficheiros áudio no sonómetro, criados pela ativação de um trigger pré-definido (evento); Este modulo é também responsável pela identificação dos ruídos em cada ficheiro áudio (evento), através de um modelo de ML, sendo o seu output disponibilizado na plataforma;
- Bases de dados: A escrita e/ou leitura de dados é um processo continuo e decorre em paralelo com todos os outros componentes da plataforma. Recorre-se então a três géneros de bases de dados, sendo a mais crítica apropriada para entradas indexadas no tempo.
- Outros módulos: A plataforma está ainda munida de outras funcionalidades que trabalham em paralelo permitindo dar uma melhor resposta às necessidades do utilizador e que se despoletam por pedidos à REST API;
    - Alertas: um alerta é gerado após a ativação de um trigger pré-definido na plataforma, onde o utilizador receberá a informação através de sms e/ou correio eletrónico;
    - Relatórios: Os utilizadores podem gerar relatórios referentes a a um dado período de análise;
    - Exportar dados: Os utilizadores podem descarregar os dados recolhidos pela plataforma referentes a um período de análise.

3 Gestão do ruído com monitorização permanente e modelos de simulação

Aborda-se aqui a problemática de implementação de sistemas de gestão de ruído ambiental baseados em monitorização permanente e modelos de simulação, em que se procura conjugar informação em tempo real, proveniente de estações de monitorização instaladas junto da atividade ruidosa, com um modelo acústico que permite prever os níveis sonoros à distância, tipicamente junto a recetores sensíveis. Os dados da monitorização são tratados e disponibilizados por uma plataforma digital, com capacidade de deteção e classificação de ruídos, alimentando o modelo acústico para atribuição de potência sonora às fontes de ruído em presença.

Uma das áreas em que desde há muito se conjugam a monitorização permanente e modelos de simulação de ruído é a dos sistemas de gestão e monitorização de ruído em redor de aeroportos [2]. Por exemplo, em Portugal estão instalados Sistemas de Monitorização de Ruído (em operação contínua) com o objetivo de monitorizar e controlar os níveis de ruído, com especial foco nos que são gerados pelas aeronaves, nos aeroportos Humberto Delgado, Francisco Sá Carneiro, Faro e Madeira. São igualmente realizadas simulações/previsões, através da elaboração regular de Mapas de Ruído, que constituem elementos integrantes dos relatórios de monitorização do ruído desses aeroportos. São utilizados dados reais associados aos movimentos de aeronaves nos períodos de referência (tecnologia de flight tracking), permitindo uma maior precisão dos resultados obtidos.

Tem-se também verificado o desenvolvimento de soluções de Mapas de Ruído Dinâmicos, nomeadamente para cidades e infraestruturas de transporte rodoviário, em que o modelo de simulação é alimentado, em tempo real ou quase-real, por dados captados no terreno, como sejam:

- Dados de ruído obtidos via rede de monitorização de ruído [3];
- Dados de tráfego obtidos via contadores de tráfego e/ou sensores de velocidade de circulação [4];
- Participação de cidadãos (crowd sourcing) [5];
- Estimação de níveis de ruído a partir de meso ou micro-simulações de tráfego [6]

No caso específico de pistas de automobilismo, tal como noutras situações (aeroportos, indústrias) coloca-se em geral o problema de que, embora o objetivo seja controlar e limitar o ruído junto a recetores sensíveis, na prática não é possível controlar o ruído gerado pela atividade da pista com base em monitorizações junto a esses recetores. De facto, quase sempre há outras fontes de ruído em presença, como seja tráfego rodoviário, aéreo, ferroviário, ruído de animais, etc., não se conseguindo atribuir apenas ao ruído particular da pista os ruídos monitorados nesses pontos. Por outro lado, o elevado número de recetores sensíveis a analisar poderia tornar inviável a instalação de equipamentos de monitorização permanente em todos eles.

Neste contexto, muitos circuitos automobilísticos têm implementado Planos de Gestão de Ruído, frequentemente baseado na imposição de limites de emissão sonora dos veículos e respetivo controlo, quer através de testes estáticos (a 50 cm e 45º do escape), quer de testes de drive-by (a 20 m da pista) [7], bem como sistemas de monitorização, de que é exemplo o Circuito de Spa-Francorchamps, na Bélgica [8], utilizando um ou mais pontos de monitorização junto da pista e outros junto de recetores sensíveis potencialmente mais afetados, procurando depois correlacionar os registos do ruído junto aos recetores sensíveis com os registos junto à pista, procurando assim descartar os ruídos que não têm origem na atividade do circuito. Noutros casos, a abordagem é a de monitorizar o ruído no interior do circuito, junto à pista, e calcular a relação entre o nível sonoro junto à fonte e o nível sonoro junto aos recetores sensíveis o que, na prática, pode ser feito com um modelo acústico do circuito e da sua envolvente [9].

Alguns indicadores de ruído têm sido desenvolvidos para circuitos automobilísticos como o Lap Equivalent Level (LEL) e o Race Equivalent Level (REL), o primeiro definido como o L_{Aeq} do ruído recebido num dado ponto devido a uma volta à pista de um único veículo, e o segundo como o L_{Aeq} do ruído recebido num dado ponto devido ao conjunto de veículos durante uma corrida [10].

4 Caso de estudo: sistema de gestão e controlo de ruído ambiental

4.1 O Circuito do Estoril

Inaugurado a 16 de junho de 1972, o Circuito do Estoril teve ao longo da sua história algumas alterações de traçado, tendo atualmente a pista as seguintes características técnicas principais:

- Extensão da Pista (linha central): 4.182,7 m
- Extensão Ideal do Traçado: 4.140,4 m
- Largura da Pista: entre 10 e 18 m
- Total de curvas: 13
- Reta Mais Longa (Reta da Meta): 985,7 m



Figura 2 – Exemplo de medições de ruído preliminares, durante uma prova de clássicos.

4.2 Elementos do sistema de gestão de ruído

O caso de estudo aqui apresentado reporta-se ao sistema de gestão e controlo de ruído ambiental implementado no Circuito do Estoril. Este sistema é destinado a controlar a emissão de ruído de todos os eventos privados e corporativos (i.e., que não sejam competições desportivas oficiais e respetivos treinos), e baseia-se essencialmente nos seguintes elementos:

- Procedimento de controlo sistemático das emissões de ruído dos veículos admitidos para circular na pista, bem como número de veículos que poderão circular em simultâneo e horário dos eventos, mediante:
    - Predefinição dos limites máximos de emissão dos veículos para cada evento, de modo a informar atempadamente os promotores desses eventos e permitir-lhes ajustar o tipo de sistema de silenciador e veículos que poderão trazer para o evento;

  - Inspeção sistemática de todos os veículos, antes do início do evento, através de medições efetuadas a 50 cm do escape, a ¾ das rotações máximas do motor e com o som medido num ângulo de 45 graus em relação à saída do tubo de escape;
  - Registo e divulgação dessa avaliação.

- Rede de monitorização de ruído ambiente constituída por:
  - 3 estações de monitorização contínua permanente de ruído ambiente, à prova de intempérie, constituídas por sonómetros de classe de precisão 1, devidamente homologados em Portugal e objeto de controlo metrológico anual, instaladas dentro dos limites do circuito, em 3 pontos estrategicamente colocados de modo a determinar a emissão de ruído dos vários troços do circuito;
  - Plataforma digital integrada, MIRA, que comunica com as estações de monitorização, da qual recebe, armazena, e trata os dados dos indicadores de ruído relevantes para avaliação de ruído ambiental (LAeq , Ld, Le, Lden e outros, incluindo análises em terços de oitava), com capacidade para gerar relatórios, disponibilizar informação via web aos responsáveis do circuito, bem como detetar características específicas do ruído, como sejam a ultrapassagem de limiares pré-programados e gerar alarmes para o utilizador.

- Modelo acústico de simulação do circuito e da área envolvente, desenvolvido com base em informação cartográfica 3D, incluindo o modelo digital do terreno, edifícios e outros obstáculos bem como o traçado da pista, que constitui a fonte de ruído particular, dividida em vários segmentos de acordo com os respetivos níveis de emissão sonora característicos. O modelo permite relacionar as seguintes variáveis, envolvidas na atividade do circuito:
  - Níveis de ruído máximo permitidos a 0,5 m do escape dos veículos, tendo em conta o número de veículos simultâneos na pista;
  - Ruído emitido por cada segmento da pista, com base no modelo acústico de simulação desenvolvido;
  - Níveis de ruído medidos nos 3 pontos de monitorização permanente;
  - Níveis de ruído particular nos recetores sensíveis mais críticos, para verificação do critério de incomodidade;
  - Níveis de ruído residual (na ausência de atividade do circuito) nos recetores sensíveis mais críticos.

O sistema de gestão e controle de ruído ambiental inclui a elaboração de relatórios mensais que reportam os resultados da monitorização permanente nos 3 pontos, respetiva análise detalhada, identificação e cálculo individualizado do ruído gerado nos eventos privados e corporativos, estimação do impacte acústico junto dos recetores sensíveis, com avaliação dos critérios aplicáveis (exposição máxima e incomodidade) para o período mensal de avaliação, e de um relatório anual, sintetizando e sistematizando a informação dos relatórios mensais, e fazendo um balanço anual das emissões de ruído, medidas de controle e monitorização implementadas, e avaliação dos critérios aplicáveis (exposição máxima e incomodidade) para o período anual de avaliação.

4.3 Rede de monitorização de ruído

As estações de monitorização foram instaladas nos seguintes pontos:

- PM1: Curva “Parabólica”
- PM2: Reta da meta (bancada B)
- PM3: Curva “Chicane”



Figura 2 – Localização dos pontos de monitorização.

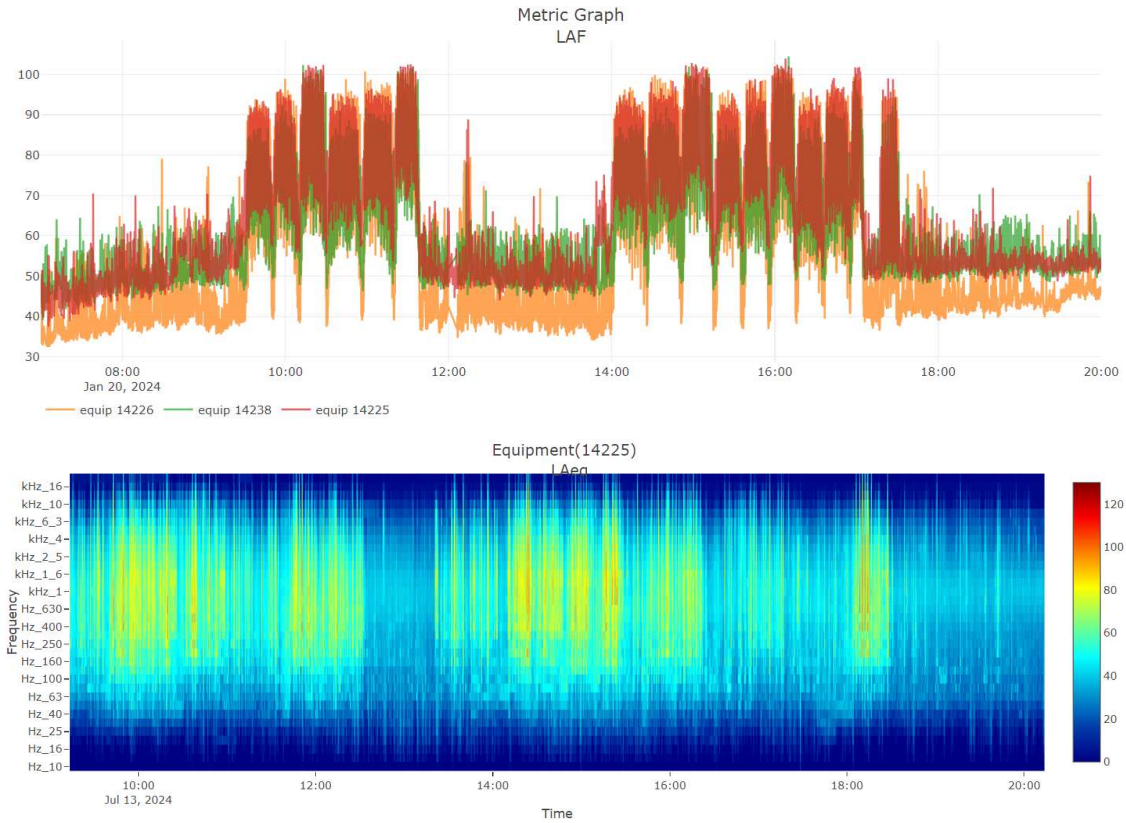


Figura 3 – Exemplos dos registos das 3 estações de monitorização na plataforma MIRA.

4.4 Modelo acústico

O modelo acústico desenvolvido para o Circuito do Estoril e área envolvente é evidenciado na figura seguinte. O modelo é utilizado para calcular o ruído particular dos eventos registados em cada mês, junto aos recetores sensíveis definidos. Para o efeito a potência sonora emitida por cada segmento da pista é otimizada, de modo que os níveis nos pontos recetores do modelo correspondentes aos pontos de monitorização se ajustem o melhor possível aos valores medidos, obtendo-se, assim, um modelo calibrado pela monitorização contínua com o qual podemos calcular o nível de ruído junto aos recetores sensíveis.

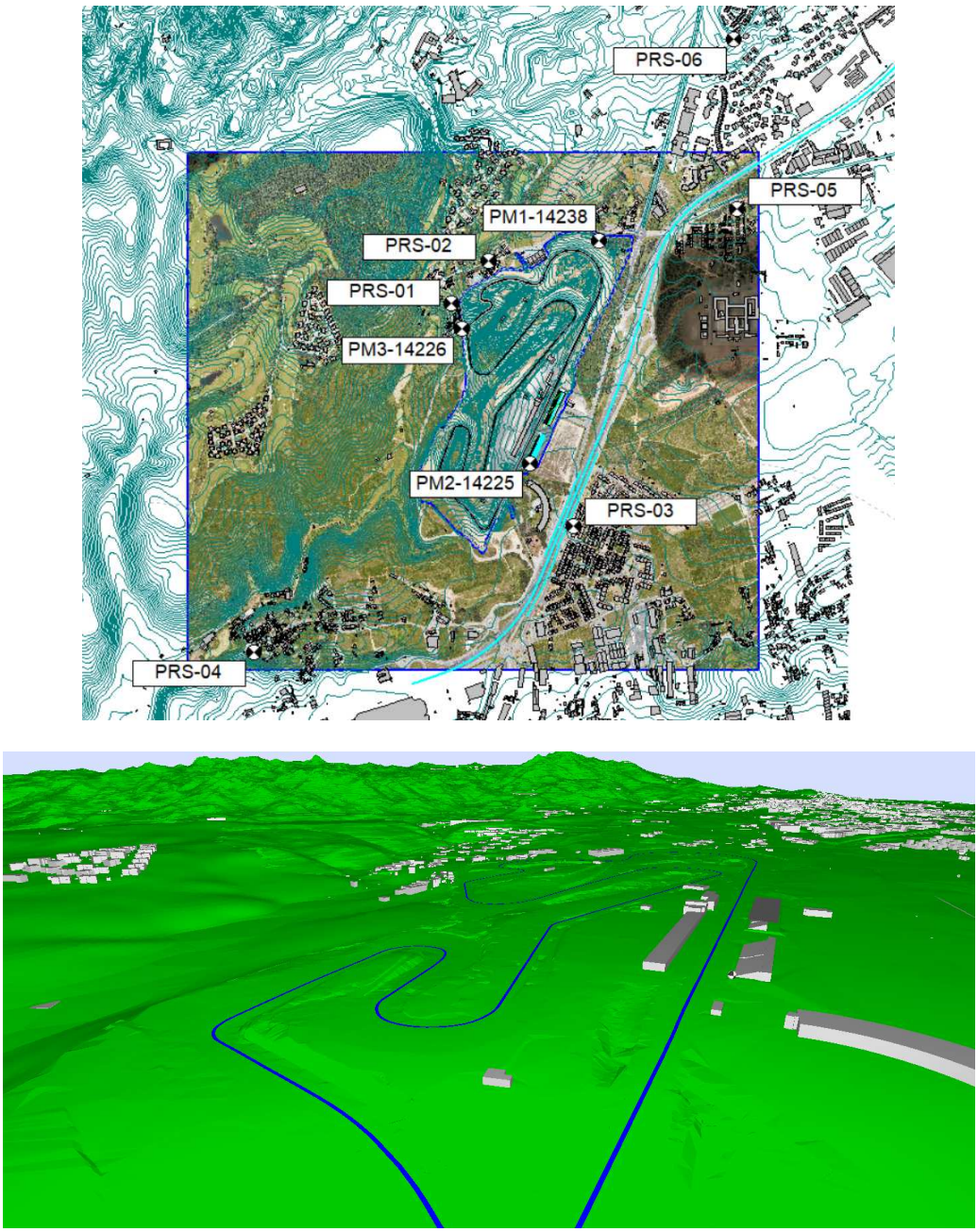


Figura 4 – Imagens do modelo acústico desenvolvido, vendo-se em planta com os recetores considerados (acima) e em vista 3D (abaixo).

4.5 Procedimento de avaliação

Tendo em conta os pressupostos do sistema de gestão de ruído do circuito, foi definido o seguinte procedimento de avaliação de conformidade:

- Monitorização dos valores de L_d (L_{Aeq} do período diurno) durante os eventos privados/corporativos ocorridos no mês e cálculo da respetiva média logarítmica;
- Monitorização dos valores de L_d em dias com ausência de atividade no circuito, como referência para ruído residual, e cálculo da respetiva média logarítmica;
- Extrapolação dos valores de ruído residual obtidos acima para os recetores sensíveis mais próximos ou com características de ambiente sonoro similares aos pontos de monitorização, funcionando como "pontos imagem" na aceção considerada no Procedimento 2 da Nota 8 do Guia prático para medições de ruído ambiente, publicado pela Agência Portuguesa do Ambiente (APA);
- Ajuste do modelo de modo a validar nos pontos de monitorização para os valores da média logarítmica dos valores de L_d registados durante os eventos privados/corporativos;
- Cálculo do ruído particular pelo modelo, em pontos representativos das zonas com uso sensível na envolvente do circuito;
    - Exemplo: Pontos PRS-01 a PRS-06, indicados na Figura 4;
- Definição dos limites a aplicar ao diferencial do critério de incomodidade, tendo em conta o quociente entre o número de dias do mês com eventos privados e o número total de dias do mês (por exemplo, num dado mês em que haja eventos privados em 9 de 30 dias, calcula-se o quociente regulamentar q = 30%, pelo que correção relativa à duração da atividade será D = 2, sendo então o limite regulamentar a considerar de 5+2 = 7 dB(A), no período diurno);
- Análise dos resultados para verificação dos critérios de incomodidade e de exposição máxima.

A tabela seguinte apresenta um exemplo de indicadores obtidos nos pontos de monitorização, para os dias com eventos privados (ra – ruído ambiente), e para os dias sem eventos (rr – ruído residual).

Tabela 1 – Resumo de resultados obtidos nos pontos de monitorização em termos de médias de ruído ambiente e residual

Ponto Monitorização	Valores considerados	Ld_ra	Ld_rr	Ld_rp	Lden_ra	Lden_rr	Lden_rp
PM1-14238	Média dos registos do mês	62,9	57,8	61,3	61,6	58,6	58,6
PM2-14225	Média dos registos do mês	75,1	56,8	75,0	72,5	57,7	72,4
PM3-14226	Média dos registos do mês	74,1	54,7	74,1	71,9	62,5	71,4

O ruído particular correspondente ao L_d da média dos dias com eventos privados é calculado no modelo, obtendo-se os valores de Ld_rp_calc nos pontos recetores sensíveis PRS-01 a PRS-06 (ver tabela).

Tabela 2 - Avaliação de conformidade nos pontos recetores sensíveis considerados (exemplo).

Ponto de avaliação	Ld_rp_calc	Ld_rr_ref	Ld_ra	Ld_ra-Ld_rr	Limite	Excesso
PRS-01	57,6	54,7	59,4	4,7	7	-
PRS-02	54,4	54,7	57,6	2,8	7	-
PRS-03	53,6	56,8	58,5	1,7	7	-
PRS-04	37,8	54,7	54,8	0,1	7	-
PRS-05	51,9	57,8	58,8	1,0	7	-
PRS-06	47,6	57,8	58,2	0,4	7	-

4.6 Procedimentos de controlo de ruído

No âmbito do sistema de gestão de ruído têm sido implementados procedimentos de controlo para os eventos privados/corporativos que, desde a sua entrada em funcionamento em Janeiro de 2024, tem vindo a ser ajustada em função dos resultados obtidos com a monitorização. Os principais procedimentos em vigor atualmente são os seguintes:

Inspeção Prévia dos Veículos:

Todos os veículos que participam nos eventos privados são objeto de inspeção sistemática, antes do início do evento, através de medições efetuadas a 50 cm do escape, a ¾ das rotações máximas do motor e com o som medido num ângulo de 45 graus em relação à saída do tubo de escape. Excetuam-se os veículos puramente elétricos (que não têm escape).

O limite de emissão definido para todos os eventos privados tem sido de 105 dB(A), sendo proibida a entrada em pista de qualquer veículo que reprove nesta inspeção. Os limites são previamente anunciados aos promotores dos eventos, podendo futuramente haver maiores ou menores restrições aos níveis de emissão, tal como acontece noutros circuitos internacionais [7], [11], tendo em conta aspetos como:

- Número máximo de veículos em pista em simultâneo;
- Número de eventos agendado para o mês (num mês com muitos eventos agendados, poderá ser necessário restringir mais as emissões, pelo menos nalguns deles);
- Horários dos eventos;
- Tipologia de veículos e de evento em questão

Os resultados de todas as medições são apresentados em anexo ao relatório mensal.

Geração de alarmes automáticos para o comissário:

Tendo em conta a experiência de vários meses de monitorização, e a identificação de alguns pontos mais críticos, foi programado um alarme para uma das estações de monitorização, com a seguinte configuração de disparo: L_{Aeq} (5 min) > 85 dB(A). Assim, se durante uma prova for acionado este alarme, é notificado o comissário responsável que, em função das condições da prova/evento, atuará em conformidade: por exemplo, forçando uma redução de velocidade na zona mais crítica da pista, através do uso de bandeiras de sinalização.

Horário de funcionamento

O Circuito do Estoril só funciona no período diurno – tipicamente não ocupando o período completo. Para além disso, e em função de eventuais necessidades de gestão de ruído dos eventos privados, poderão ajustar-se os horários para alguns eventos (por exemplo, eventos mais ruidosos).

5 Conclusões

Na presente comunicação foi apresentada a problemática de implementação de sistemas de gestão de ruído ambiental baseados em monitorização permanente e modelos de simulação, em que se procura conjugar informação em tempo real, proveniente de estações de monitorização instaladas junto ou dentro da atividade ruidosa, com um modelo acústico que permite prever os níveis sonoros à distância, tipicamente junto a recetores sensíveis. Foi descrita sucintamente a plataforma digital integrada MIRA, desenvolvida pela dBwave, que permite a gestão, comunicação, registo e análise de redes de

monitorização de ruído ambiental e ilustrada a sua aplicação, conjuntamente com um modelo de simulação, no desenvolvimento de um sistema de gestão e controlo de ruído ambiental de um autódromo – caso de estudo. Este foi analisado com algum detalhe, descrevendo-se os elementos constituintes do sistema, com destaque para a rede de monitorização e para o modelo de simulação, bem como descritos os procedimentos de avaliação e controlo de ruído gerado pelas atividades do circuito, nomeadamente os eventos privados/corporativos. Da experiência de 6 meses de funcionamento do sistema, pode concluir-se que o mesmo se tem revelado muito útil, funcional a adaptável a diferentes condições e necessidades, tornando-e uma ferramenta efetiva na gestão e controlo de ruído do circuito.

Agradecimentos: O desenvolvimento da plataforma MIRA foi realizado com o apoio financeiro do Programa Operacional Temático Competitividade e Internacionalização (COMPETE 2020), cofinanciado pelo Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional (FEDER), no âmbito do PT2020 - MIRA - Nº 070283.

Referências

[1] Conde Santos, L., Carvalho, A., Melo, A., Covas, G., Leão, C. & Figueiredo, J. Projeto MIRA – Desenvolvimento de uma Plataforma Inteligente de Monitorização de Ruído Ambiental. 54º Congreso Español de Acústica -TECNIACÚSTICA 2023, Artigo #176.

[2] A review of aviation noise metrics and measurement (2020), *Publicação da ICCAN (Independent Commission on Civil Aviation Noise).*

[3] Bellucci, P., Peruzzi, L. & Zambon, G. (2016). LIFE DYNAMAP – an overview of the project after two years working. *INTER-NOISE 2016, Hamburgo.*

[4] Czyżewski A., Szczodrak M. (2009). Software for calculation of noise maps implemented on supercomputer. *TASK Q. Sci. Bull. Acad. Comput. Cent. Gdansk*, 13 (4) (2009), pp. 363-377.

[5] Picaut J., Fortin N., Bocher E., Petit G., Aumond P., Guillaume G. (2019). An open-science crowdsourcing approach for producing community noise maps using smartphones. Build. Environ., 148 (2019), pp. 20-33.

[6] Baclet, S., Khoshkhah, K., Pourmoradnasseri, M., Rumpler, R. & Hadachi, A. (2023). Near-real-time dynamic noise mapping and exposure assessment using calibrated microscopic traffic simulations. *ELSEVIER - Transportation Research Part D 124 (2023) 103922*.

[7] Noise Management Plan relating to Brands Hatch Racing Circuit 2022/23. *Motor Sport Vision Limited, Sevenoaks District Council.*

[8] Página web do circuito de Spa-Francorchamps: http://www.francorchamps-acoustique.be/index.aspx

[9] Magrini, A, Cerniglia, A., Lenti, M. & Cattani, L. (2007). Noise evaluation in a race-track: measurements, software analyses and need of continuous monitoring. Comparison among the results. *ICSV14, 14th International Congress on Sound and Vibration, Cairns, Australia.*

[10] Pascale, A., Mancini, S., Coelho, M. & Guarnaccia, C. (2022). Acoustic Indicators for Motor Race Noise: Definition, Validation, and Tests in Simulated and Real Races. Applied Acoustics, 200 (2022) 109071

[11] Blyton Park Driving Centre: Noise Management Policy. https://www.blytonpark.co.uk/noise-policy

A ROBUST EVENT DETECTOR FOR ENVIRONMENTAL NOISE BASED ON L_{Aeq} TIME PROFILES

Daniel de la Prida[1], Miguel Molina-Moreno[2,3], Luis A. Azpicueta-Ruiz[2], Antonio Pedrero[1]

[1] Grupo de Investigación en Acústica Arquitectónica, Universidad Politécnica de Madrid
{e-mail: daniel.prida@upm.es; antonio.pedrero@upm.es}
[2] Department of Signal Theory and Communications, Universidad Carlos III de Madrid
{e-mail: migmolin@ing.uc3m.es; lazpicue@ing.uc3m.es}
[3] Department of Immunobiology, Yale University
{e-mail: miguel.molinamoreno@yale.edu}

Abstract

Environmental noise monitoring systems often require the detection and identification of the different types of sound events, in order to evaluate the acoustical impact generated by the various types of acoustic emitters that coexist in such environments, like cars, trains, aircraft, etc. These systems often require the joint analysis of several complex acoustic characteristics or the comprehensive analysis of recordings of the environments in which they are located. This fact hinders both the implementation of the detection task in the measuring devices themselves, as well as the immediate detection of sound events, requiring this task to be performed after the monitoring.

In this paper we present a fully interpretable event detection system, based on Machine Learning, which only requires the temporal profile of the LAeq for its operation. This fact makes the detector lightweight and easily implementable into sound level meters and other simple noise measurement devices. In addition, a data augmentation procedure is proposed, which allows the system to adapt to highly noisy acoustic environments, but being trained only in favorable environments. The performance of the system is demonstrated using a train detection case study.

Keywords: noise monitoring, environmental noise, sound events, machine learning.

Resumen

Los sistemas de monitorización de ruido ambiental requieren, en muchas ocasiones, la detección e identificación de los distintos tipos de eventos sonoros, para evaluar la afección sonora generada por los distintos tipos de emisores acústicos que conviven en estos ambientes, tales como coches, trenes, aviones, etc. Estos sistemas requieren, a menudo, el análisis conjunto de diversas características acústicas complejas o del análisis completo de grabaciones de los entornos en los que se sitúan. Este hecho dificulta tanto la implementación de la tarea de detección en los propios aparatos de medida, como la detección inmediata de los eventos sonoros, precisándose realizar esta tarea de manera posterior a la monitorización.

Se presenta en esta comunicación un sistema de detección de eventos basado en *Machine Learning*, totalmente interpretable y que sólo requiere, para su funcionamiento, del perfil temporal del LAeq. Este hecho hace que el detector sea ligero y fácilmente implementable en sonómetros y otros dispositivos sencillos de medición sonora. Además, se propone un procedimiento de *data augmentation* que permite al sistema ser entrenado en ambientes favorables, pero que funcione correctamente en ambientes sonoros altamente ruidosos. El desempeño del sistema se presenta en un caso de estudio destinado a la detección de trenes.

Palabras clave: monitorización de ruido, ruido ambiental, eventos sonoros, aprendizaje automático.

PACS nº. 43.50.Rq, 43.50.Yw

1 Introducción

Noise is currently one of the main pollutants in urban environments. The emitters contributing to noise in these environments are diverse and have multiple particularities. However, the noise generated by infrastructures such as roads, airports or railways constitutes one of the main components of noise in urban environments [1].

With the aim of assessing the impact caused by each type of infrastructure, there are rules and regulations aimed at evaluating and controlling the emitters of these types of infrastructures [2].

In order to effectively assess the impact of an infrastructure and its emitters on an environment, it is essential to identify the noise events that solely belong to the infrastructure under study. For this purpose, there are various approaches, ranging from the manual identification of noise events, when the measurements aimed at assessing the infrastructure are of short duration, to complex automatic identification. In fact, this variety of techniques is contemplated in standards, such as ISO 20906:2009 [3], related to the unattended monitoring of aircraft sound events. Sometimes these techniques are even used together, with the first stage involving an automatic detection and, in doubtful cases, a subsequent manual evaluation by an experienced operator. Human experts, while requiring in some cases the listening to the sound recordings made synchronously with the measurement of acoustic parameters, are usually able to identify whether a noise event is of interest by simply observing the acoustic profile in the measurement environment, i.e., by observing the time-dependent evolution of a global parameter such as LAeq. Automatic systems generally rely on the analysis of audio recordings from the environments under study [4,5] or at least of relatively complex acoustic descriptors derived from their spectral behavior [6–8], which usually entails that this identification must be carried out offline, on a different and more powerful device than the measurement one, and at a later point in time. This means not only that the identification of the events is not obtained in real time, but also that it is usually necessary to send heavy data from the measuring device to the one in charge of the identification.

This communication presents an automatic detector, useful for identifying sound events of interest in environmental noise, which tries to mimic the behavior of a human expert. For this purpose, it bases the detection of the noise events of interest only on the analysis of the acoustic profile of a measurement, i.e., the time-dependent evaluation of the LAeq. This fact makes feasible the implementation of this automatic detector into the noise monitoring systems and allows the identification of sound events in real time. The detection process consists of two elements: (1) the sound event identifier in the acoustic profile of the evaluation environment (called Acoustic Profile Event Detector - APED) and (2) the classifier of interest of the identified events. In this paper we present two variants of the classifier, one based on an extremely efficient and interpretable Machine Learning algorithm, Logistic Regression, and another somewhat more complex, but also efficient, implementable and interpretable algorithm, based

on a Long Short-Term Memory Autoencoder (LSTM AE). The fact that both approaches are interpretable makes it possible to infer the characteristics of the sound profile that are most decisive when determining whether an event belongs to the categories of event of interest or event of no-interest.

A data augmentation strategy is also presented, aimed at training these classifiers in a more robust way, for better performance in a wide variety of noise scenes different from those existing in the data collected for the training of the systems.

These detection and data augmentation approaches are tested in a case study aimed at the identification of railway pass-by (RPB) events in urban environments, which demonstrates the great applicability, low computational cost and high performance of the proposed approaches. Nevertheless, the presented system is specially designed to be transferable, with appropriate adaptations, to the detection of other types of noise events, by re-training the classifiers with proper databases comprising events of other types.

2 Methodology

2.1 Gathering of training and test data

The noise event detector is tested in our research for the identification of RPB events. For that purpose, measurements were conducted in urban environments with a complex variety of noises, coming not only from trains, but also from other types of sources, such as traffic noise, pedestrian noise, birdlife noise, etc.

For the training and testing of the detector, around 930 h of noise measurements were carried out in two different scenarios:

- clean scenario (scenario A): the sound analyzer was placed close to the track, 1.5 m above the ground and about 15 m from the track in a straight line (Figure 1:left). The environment was quiet, and the events were mostly due to RPB. About 20 hours were measured in it, considered of high SNR.

- noise polluted scenario (scenario B): the sound analyzer was placed at a distance of about 28 m from the track and at a height of about 5 m (Figure 1:right). The microphone was pulled out through a window of a building and placed 2 m from the façade. Between the railway and the microphone there was a street with heavy traffic and pedestrian noise. Approximately 900 h were measured in this scenario, which is considered to have a low SNR.

In these two scenarios, both the A-weighted equivalent continuous noise level for each second (LAeq,1s), for the total duration of the measurement, together with the audio signal, were captured. A Brüel & Kjaer Type 2250 sound analyzer was used for this purpose, with its calibration duly verified at the beginning and end of each measurement session by means of the Brüel and Kjaer Type 4231 acoustic calibrator.

As mentioned in the introduction, one of the most important contributions of our proposal is that the detector only requires the LAeq,1s of a noise monitoring situation to classify the events. However, it was decided to record, for this experiment, the audio signal, for reasons that will be described in detail in the next section, and that are connected to the data augmentation policy. This being so, it is important

to emphasize that the use of audio recordings is never necessary, in our approach, for the execution of the detection tasks in the wild.



Figure 1: Left: clean scenario (scenario A). Right: noise polluted scenario (scenario B)

In addition to the recording of LAeq,1s profiles and sound recordings in the two scenarios, an automatic annotation of RPB was performed to provide labels of event of interest (RPB events) and event of non-interest (other events), with which to train and test the detector. In both scenarios, the annotation could be performed by automatically time-aligning a public database of pass-by times from the rail infrastructure manager (ADIF) with the temporal tags of the LAeq,1s profiles recorded by the sound analyzer.

2.2 Data augmentation policy

Data augmentation is the technique of performing realistic transformations on the data fed as input to Machine Learning algorithms. This process can help to make the training of the detector more robust to discrepancies between the acoustic characteristics of the training environment and those of the different measurement environments in which the potential measuring device embedding the detector is used.

The data augmentation technique, usually employed in computer vision [9], basically takes the available data and generates a new collection of data, with certain variations of some of its characteristics. In this way, if the training of the detector is carried out with data with greater variability (i.e., the one obtained after data augmentation), it can be more effective in scenarios different from the one where the detector was trained.

Data augmentation techniques are varied, and in the case of audio signal processing they usually involve processes such as shifting the pitch of the audio signals, stretching the spectrograms or adding white/pink noise [10].

In our case, the data augmentation technique is based on the following principle: the acoustic profiles measured in the clean scenario A mainly have their abrupt changes in the LAeq due to RPB. If these profiles are contaminated with acoustic profiles from other noisier urban environments in which the profile variability is due to a myriad of sound events of a nature other than railways, such as vehicles,

aircraft, etc., the trained detector will be more robust to changes in the background noise of the evaluation environments.

The data augmentation based on the described approach can be carried out in, at least, two ways:

(1) the addition, directly to the acoustic profiles of scenario A, of the profiles of other noisy situations. This would have resulted in the incoherent second-by-second energetic addition of the LAeq profiles of scenario A with the profiles of other noisy environments, with different SNRs between scenario A and the other noisier environment. This approach, which is not the one followed in this research, would have entailed the assumption of perfect incoherence between the noise from scenario A and that of the other noisy environments.

(2) the summation of the samples of the sound recordings of scenario A and those of other noisier environments, with different SNR, and the subsequent computation of the combined LAeq acoustic profile. In this case, when summing the samples of the temporal signals, it is not necessary to make any assumptions on the coherence or incoherence of the noises to be added. Of course, this approach requires not only the acoustic profiles, but also the recordings in the environments. However, as it has been done before, it is imperative to emphasize that the need for the recordings was only for data augmentation and is never necessary for the detection task, which is carried out solely and exclusively on the basis of the LAeq profiles captured by a monitoring system.

Therefore, for the data augmentation policy, additional sound recordings were made in various urban environments with a wide variety of noise sources. From these recordings, sound events of sources other than railway noise were extracted, which then were added to the acoustic profiles of scenario A by using the approach presented above in point (2). In this way, a new collection of profiles from a synthetically polluted version of scenario A was obtained, contaminated with the profiles of other noises. In the results section, detection performance metrics will be presented for both when the detector is trained with the clean scenario A data and with the synthetically polluted scenario A after data augmentation.

In addition to the data augmentation policy described above, other simple domain adaptation [11] techniques (i.e. adding samples of sound events that do not belong to RPBs to the training data) were also used during the research, which allow, without applying the data augmentation process described above, to improve the robustness of the detection in presence of events different from those existing in the training data environment.

2.3 Acoustic Profile Event Detector (APED)

The first stage of the detection process consists of the identification, in the long-term LAeq profiles, of noise events that are particularly noticeable with respect to the baseline background noise of the monitored acoustic environment. This first stage is agnostic, meaning that the identified events are not classified into events of interest (i.e. RPB in our case study) and events of non-interest (other events), but are simply marked as events with their start and end times returned.

The APED is very simple and fully parametric. To identify that an event that deserves assessment has occurred, the APED scans the acoustic profile and marks as events those time periods that meet the following two conditions:

1. all consecutive LAeq,1s values in a time interval exceed a configurable S_{th} threshold in dB,
2. the duration of this interval is above a certain time threshold L_{th}, in seconds.

These parameters can be chosen in several ways, such as on the basis of expertise, or through a preliminary evaluation in the monitoring environment, which was the case here. In our case study, the selection of the S_{th} and L_{th} values, that will be shown in the results section, allowed us not to miss any of the RPB events that occurred in scenarios A and B.

2.4 Interest event classifier

Once the event identification task has been performed by the APED, the events go through the classifier, which will determine the probability that identified events correspond to RPB events (events of interest) or other types of events (events of non-interest).

In this research, the classification task has been approached from two different Machine-Learning strategies.

On the one hand, a Logistic Regression based classification approach (LR classifier [12]) has been used. This strategy has the advantage of being highly interpretable. It computes a set of features from the evolution of the LAeq,1s profiles, and allows to identify which ones of them have the highest relevance on the classifier to determine the interest or non-interest of an event. On the other hand, this approach has the disadvantage that the features to be extracted from the profile to make the decision must be handcrafted by human expertise. Accordingly, this approach is divided into two stages: (1) feature extraction from the evolution of the LAeq,1s profiles during an event and, (2) the classification on the basis of the computed features.

The second strategy is based on an Autoencoder using a Long Short-Term Memory [13] network (LSTM AE). This strategy has the advantage of not requiring neither two individual stages nor the human selection of features, since the AE system is both in charge of extracting the relevant features from the profile evolution as well as of making the classification. However, its computational cost is somewhat higher and it is not as interpretable as the LR-based approach.

A summary of the pipeline followed by both approaches, which will be explained below, can be seen in Figure 2.

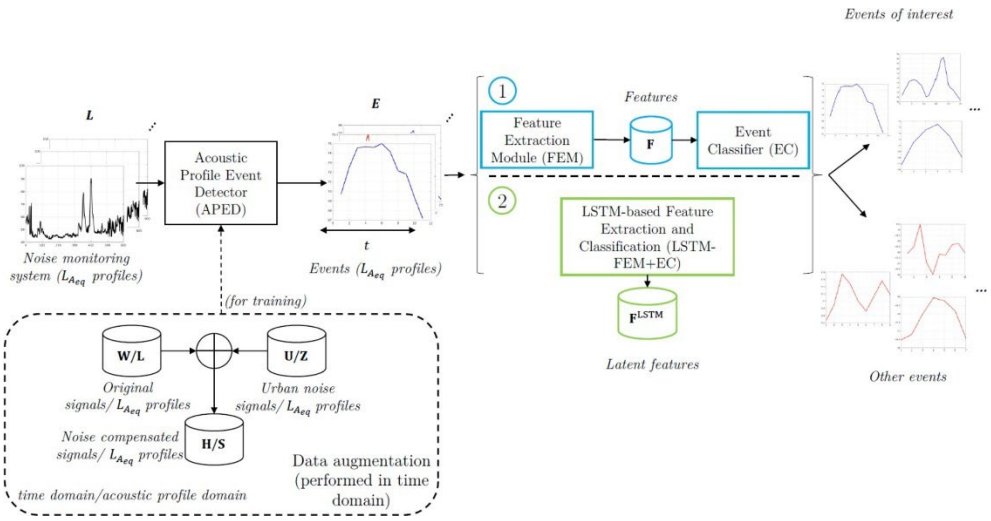


Figure 2: Pipeline of our robust detection system, considering both strategies, for the classification of the events [14].

2.4.1 LR classifier

The LR classifier [12], as already mentioned, requires the knowledge of certain features of the acoustic profiles, both for the training and test of the system. These features, which are not extracted by the classifier itself, as in the case of LSTM AE, were determined, in our research, on the basis of human expertise. Experts in sound event identification generally rely on the observation of several features of the evolution of sound pressure levels across an event to make their judgements. These characteristics are related to the magnitude of the event profile, its shape and the variations of levels throughout the event. In this sense, and with this in mind, eight features, which were considered especially relevant, were selected to be used by the classifier. These were: the mean and standard deviation of the LAeq,1s over the length of the event, the skewness and the kurtosis of the event's profile, the crossing rate, as well as the mean and width of the crossing rate. The crossing rate assesses the number of times the LAeq,1s crossed the mean value of the LAeq,1s across the duration of the event. Further details on the particulars of these features and the reasons for their selection can be found in [14].

This classifier provides an output with the probability that the event under study is of interest according to the following rule:

$$p_i = \frac{1}{1 + exp\beta_0 + \beta_1 * f_i^1 + \cdots + \beta_8 * f_i^8 \ldots} \quad , \tag{1}$$

where β are the weights of each of the eight characteristics used and f_i is the value of each of the features.

Therefore, in a test environment, the LR classifier can give a probability that an event is of interest by simply applying the above formula, based on the described features.

For this formula to be applicable in a test environment, it is mandatory to establish, during training, the value of each of the β weights. This calculation is performed by minimizing a Binary Cross-Entropy (BCE) cost function with L2 regularization, as described below:

$$L = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} y_i \log(p_i) + (1 - y_i)\log(1 - p_i) + \lambda \sum_{j=1}^{G} \|\beta_j\| \quad , \tag{2}$$

with λ being the optimal weighting parameter between L2 regularization and Binary Cross-Entropy loss, obtained by cross-validation.

2.4.2 LSTM AE classifier

The proposal based on an LSTM Autoencoder is very novel and addresses the task of feature extraction and classification jointly [13,15], not requiring manual feature selection in a different step. For this purpose and because a human expert would observe the evolution of the dynamics of the LAeq,1s values of an event to determine its interest, the encoder follows a similar process. Based on an LSTM-layer, the encoder extracts certain unknown features which are then contained in its hidden state, and which are subsequently summarized into a reduced set of latent features, by applying a block of LayerNorm+FullyConnected layers. From these features, a FullyConnected layer acts as classifier and outputs the probability that an event is of interest.

On the other hand, the decoder, using the latent features, tries to reconstruct the time-dependent evolution of the LAeq,1s profiles of the events. The minimization of the error between the reconstructed

signal and the original signal therefore forces the latent space to contain as much information as necessary for the reconstruction from the original scenario and the latent features to be meaningful.

A complete representation of the process followed by the LSTM AE classifier can be seen in Figure 3:

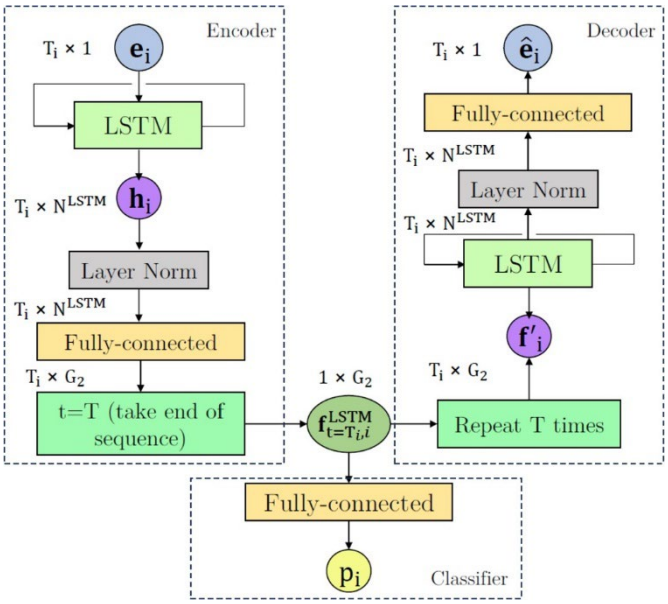


Figure 3: Diagram of the process followed by the LSTM AE classifier: the encoder takes the LAeq profile of an event (e_i) and summarizes its evolution in G_2 latent features. From these latent features, the classifier outputs the probability (p_i) of an event to be of interest. The decoder forces the latent space to be representative by reconstructing ($\hat{e}_i$) the dynamics of the original profile [14].

The system is trained by the combined, unweighted minimization of two cost functions:

(1) BCE loss cost function (like the previous approach, but without L2 regularization), to minimize the classification error:

$$L_{BCE} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} y_i \log(p_i) + (1 - y_i)\log(1 - p_i) \quad , \tag{3}$$

(2) MSE loss cost function, to minimize the error of reconstructing the LAeq profiles of the events by the decoder from the latent features:

$$L_{MSE} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} \|e_i - \hat{e_i}\|^2 \quad , \tag{4}$$

Since the contribution of these two cost functions was considered to be equally important, the total loss function is simply an unweighted sum of both of them :

$$L = L_{BCE} + L_{MSE} \quad , \tag{5}$$

3 Results

In this section we present the fundamental results of our proposal in terms of event identification by APED, as well as correct classification of events of interest by both the LR classifier and the LSTM Autoencoder classifier. Additional results on the interpretability of the classifications, as well as a comparison of the performance of our system with respect to more complex systems in the state of the art, based on more resource-consuming features, can be found in our recent journal publication [14].

3.1 APED event identification

As mentioned in the methodology section, the APED relies on two parameters to consider a time interval of the LAeq,1s. acoustic profiles as constituting an event. These parameters were the level threshold S_{th} and the temporal threshold L_{th}.

The experimental selection of $S_{th} = 66\,dB$ and $L_{th} = 4\,s$ allowed us not to miss any RPB event in either of the two scenarios measured (Figure 4). With these parameters, the APED identified 1434 time intervals, of which 273 belonged to scenario A and 1161 to scenario B. Of these 1434 intervals, 749 actually belonged to RPB events and 685 to other events, leaving the additional work of event classification for the second stage of the system.

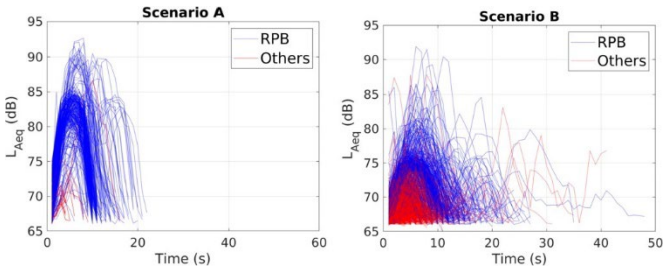


Figure 4: LAeq,1s event profiles for both the scenario A and scenario B.

3.2 Event classification by the LR classifier and the LSTM AE classifier

This section briefly presents performance results of the two classification approaches described in the methodology. The performance of both classifiers is presented in four situations:

1. (B/A): Training the classifiers with the data from noisy scenario B data and testing with clean scenario A data. This constitutes a rather unrealistic upper limit of detection, where the classifiers are trained on rather complex data and then used in much simpler environments.

2. (A/B): Training the classifiers with the clean scenario A data and testing them with the data from the noisy scenario B. This is a more realistic case study, where it is considered that the classifier may encounter more complex test situations than those used for training.

3. (A+UN/B): Training of the classifiers with the data from scenario A, clean, as well as with additional data from events not related to RPB (a simple strategy for domain adaptation). Testing with data from noisy scenario B. The fact of feeding the training both with data from scenario A but also with data from other usual types of events, but different from train events, should make the system more robust to the presence of other types of events.

4. (A+UN+AUG/B): Training of the classifiers with the clean scenario A data, with additional data from events other than RPB (simple domain adaptation, as in 3.), but also with scenario A data but contaminated with different urban background noises, with different SNRs (our proposed data augmentation policy). Testing on the data from scenario B. This case should be the most robust in our case, since, in addition to training the system with data from other types of events, the classifiers are trained with RPB data from scenario A but highly contaminated with other types of events, plausible in urban environments.

The results of performance for each of the classifiers, considering each of the training and test situations, are presented in Table 1. The Area Under the Receiver Operator Characteristic (AUC) metric, in percentage, is used to evaluate the performance:

Training dataset	B	A	A+UN	A+UN+AUG
Test dataset	A	B	B	B
LR classifier	94.19	81.82	86.21	88.46
LSTM AE classifier	**95.53**	**87.55**	**87.71**	**90.58**

Table 1: Performance of the detector in AUC (%)

As can be seen, both classifiers have, in general, good abilities to identify and classify the events of interest. However, as it can be observed, both classifiers have difficulty in correctly classifying some of the more complicated events, the upper limit being an AUC of 95.53%.

It can also be observed that the LSTM autoencoder-based classifier generally performs better than the LR-based classifier. As observed in the analysis of the LSTM AE classifier, this approach uses four latent features for the decision-making, compared to the eight handcrafted features used by the LR classifier. This fact highlights how the imbrication between feature extraction and classification performed by the LSTM AE classifier allows to reduce the dimensionality of the features while improving the performance in comparison to the LR classifier.

From the third case (A+UN/B) it can be derived that domain adaptation, by itself, was useful for the LR classifier but not for the LSTM AE classifier.

Finally, it can be observed that the strategy (A+UN+AUG) presents very high detection results. The fact that the system is trained not only with data from the clean scenario A, but also with this data, but polluted by challenging background noise from other urban environments, makes the training data of this strategy very similar in characteristics to the data from the very noisy and poorly controlled urban scenario (scenario B) of the test data.

Finally, the fact that both classifiers use such few features which, moreover, are all based on the LAeq,1s profile captured by a sound analyzer, highlights the high efficiency of these detectors, which could be easily implemented in monitoring devices, providing real-time detection results. Additional findings on the computational cost of the proposed solutions, as well as a comparison with more complex solutions described in the state of the art, can be found in [14].

4 Conclusions

This paper has presented two Machine Learning-based approaches for the efficient classification of acoustic events of a specific type (e.g., railway pass-by in our case). One of the main contributions of the research is that the presented classifiers only rely on the knowledge of the acoustic profile of an

environment (i.e., the evolution of LAeq,1s along the time) to perform their detection tasks, without the need to use audio signals or other complex spectral or spectro-temporal metrics. To evaluate its applicability to real situations and its efficiency, the proposal has been tested with a case study aimed at detecting rail pass-by events in noisy urban environments.

The research results highlight several facts:

(1) the assessment of the evolution of LAeq,1s values in a monitoring environment should be sufficient for the detection of noise events for particular applications. This fact has been verified with the high classification accuracy results in our RPB detection case study, which have reached accuracy values of around 90%.

(2) the high efficiency of the proposal presented in this research should allow embedding event detection tasks in noise monitoring systems, even for the most low-cost ones. The two classification approaches presented use between four and eight features, purely based on the acoustic profile, to carry out their classification tasks.

(3) the system presented should be adaptable and robust to noise environments different from those used for training, considering the data augmentation policy proposed. This has been proven with increases of between 3% to 8% in detection accuracy, when going from a training based on a clean scenario to a scenario with a training based nor only on clean data but also on noise-polluted data obtained by using data augmentation techniques.

Furthermore, the good interpretability of the two proposed Machine Learning solutions allows to infer which characteristics of the magnitude, shape or variability of the acoustic profiles are the most relevant when identifying an event of interest in the trained application.

In summary, our research has highlighted that, in continuous noise monitoring situations where it is necessary to carry out an identification of the types of acoustic emitters that contribute to noise, such as train or aircraft noise monitoring, these tasks could be efficiently carried out by the monitoring system itself, in real time, and unattended, through the efficient analysis of LAeq profiles with the proposed Machine Learning detectors.

Acknowledgments

The work of D. de la Prida and L. A. Azpicueta-Ruiz was partly supported by Grant PID2021-124280OB-C21, funded by MCIN/AEI/ 10.13039/501100011033 and by the “ERDF A way of making Europe”.

M. Molina-Moreno was supported by the Spanish Ministry of Education, Culture and Sports FPU Grant FPU18/02825 and the Regional Grant 2020/NMT-6660 of the Autonomous Region of Madrid.

References

[1] Peris E. Environmental noise in Europe - 2020. vol. 1. Publications Office of the European Union; 2020. https://doi.org/10.2800/686249.

[2] de España G. Real Decreto 1367/2007, de 19 de octubre, por el que se desarrolla la Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del Ruido, en lo referente a zonificación acústica, objetivos de calidad y

emisiones acústicas. BOE nº 254. de 23/10/2007. http://www. boe. es/buscar/act. php; 2007.

[3] ISO 20906:2009 - Acoustics -- unattended monitoring of aircraft sound in the vicinity of airports. International Organization for Standardization; 2010.

[4] Valero X, Nencini L, Alías F, Vinci B. Feasibility of automatic noise source recognition in collaborative wireless sensor networks. Proc AIA-DAGA 2013.

[5] Haddad K, Song W, Valero X. Environmental sound classification in realistic situations. Proc. Forum Acusticum, 2014, p. 6.

[6] Sobreira-Seoane MA, Rodríguez Molares A, Alba Castro JL. Automatic classification of traffic noise. J Acoust Soc Am 2008;123:3823.

[7] Socoró JC, Ribera G, Sevillano X, Alías F. Development of an Anomalous Noise Event Detection Algorithm for dynamic road traffic noise mapping. Proc. 22nd Int. Congr. Sound Vib. (ICSV22), Florence, Italy, 2015, p. 12–6.

[8] Ullo SL, Khare SK, Bajaj V, Sinha GR. Hybrid computerized method for environmental sound classification. IEEE Access 2020;8:124055–65.

[9] Shorten C, Khoshgoftaar TM. A survey on image data augmentation for deep learning. J Big Data 2019;6:1–48.

[10] Mushtaq Z, Su S-F. Environmental sound classification using a regularized deep convolutional neural network with data augmentation. Appl Acoust 2020;167:107389.

[11] Farahani A, Voghoei S, Rasheed K, Arabnia HR. A brief review of domain adaptation. Adv Data Sci Inf Eng Proc from ICDATA 2020 IKE 2020 2021:877–94.

[12] McCullagh P. Generalized linear models. Routledge; 2019.

[13] Hochreiter S, Schmidhuber J. Long short-term memory. Neural Comput 1997;9:1735–80.

[14] Molina-Moreno M, de la Prida D, Azpicueta-Ruiz LA, Pedrero A. A noise monitoring system with domain adaptation based on standard parameters measured by sound analyzers. Appl Acoust 2024;218:109892.

[15] Kramer MA. Nonlinear principal component analysis using autoassociative neural networks. AIChE J 1991;37:233–43.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MODELO SEMIEMPÍRICO PARA PREVISÃO DO RUÍDO DE LANÇAMENTOS ESPACIAIS, COM APLICAÇÃO AO ESPAÇOPORTO DE SANTA MARIA

João M. G. S. Oliveira [1], Paulo J. S. Gil[1], João Paulo Soares[2]

[1]IDMEC, DEM, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa
{joliveira@tecnico.ulisboa.pt, paulo.gil@tecnico.ulisboa.pt}
[2]Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa
{joaopaulosoares@tecnico.ulisboa.pt}

Resumo
O jato de foguetes usados para o lançamento de satélites radia níveis de ruído elevados que podem ser prejudiciais para a estrutura e payload do lançador e também afetar pessoas e comunidades situadas perto da zona de lançamento. Neste trabalho implementa-se um modelo semi-empírico de previsão do ruído radiado por um foguete durante o lançamento e o voo atmosférico. O modelo permite calcular o ruído observável perto da zona de lançamento ou da trajetória do foguete nas fases iniciais do voo, sendo usado para analisar o possível ruído emitido por pequenos e médios foguetes lançados a partir do futuro espaçoporto da ilha de Santa Maria.

Palavras-chave: ruído de lançamento de foguetes.

Abstract
The jet of satellite launch rockets radiates large noise levels that can be harmful for the launcher structure and payload, and also affect people and communities near the launch area. In this work a semi-empirical model of prediction of the noise radiated by a rocket during launch and atmospheric flight. The model predicts the noise near the launch area and the rocket trajectory during the initial flight phase and is used to analyse the noise emitted by small and medium rockets launched from the future space port in Santa Maria Island.

Keywords: rocket launch noise.

PACS no 43.50.Nm, 43.50.Lj, 43.28.Hr,

1 Introdução

Nos últimos anos tem-se assistido a um crescente interesse em colocar pequenos satélites em órbita baixa e ao consequente desenvolvimento de pequenos lançadores para o efeito. O número de locais de lançamento tem também aumentado e um exemplo é o espaçoporto de Santa Maria. O ruído provocado por estes lançamentos, devido especialmente ao jato dos foguetes, é elevado mesmo para pequenos lançadores e a sua previsão é importante para perceber o impacto nas populações.
A previsão do nível de ruído devido ao jacto de um foguete é importante para a determinação das cargas acústicas e das decorrentes vibrações e fadiga dos materiais durante os primeiros momentos do

lançamento, em que a velocidade do foguete é pequena e o ruído emitido pode incidir sobre a fuselagem a carga (*payload*) do lançador. Em 1971, com base em estudos experimentais prévios, Eldred [1] definiu modelos semiempíricos e prescrições para calcular o nível de ruído e o seu espetro num ponto exterior ao jacto. Estes modelos continuam a ser usado com sucesso [2].
Neste trabalho pretendemos aplicar estes modelos durante uma parte maior do voo do foguete de forma a poder prever o ruído observado em terra durante todo o lançamento. Para isso o modelo acústico usado será descrito, discutir-se-ão os modelos de directividade e será introduzido o efeito da absorção atmosférica.

2 Modelo acústico

2.1 Modelo de fontes distribuídas

No método proposto por Eldred que vamos seguir, o jacto é dividido em secções, sendo o ruído emitido por cada secção representado por uma fonte pontual cujo espectro é determinado com base em dados empíricos. O primeiro passo é calcular a potência acústica total W_{OA}, estimada por

$$W_{OA} = \frac{\eta}{2}\, n\, F\, U_e \tag{1}$$

em que n é o número de motores, Fé a força de propulsão (*thrust*), U_e é a velocidade de saída do jacto na tubeira e η é a eficiência acústica, que traduz a percentagem de potência que é emitida sob a forma de ruído. O valor que será usado para as simulações é $\eta = 0.53\%$ [3][4].
O nível de potência acústica total obtém-se a partir de (1):

$$L_W = 10\ \log W_{OA} + 120 \text{ dB (re } 10^{-12} \text{ W)}. \tag{2}$$

O passo seguinte consiste em dividir o núcleo potencial do jacto em secções. Para definir o comprimento do núcleo potencial x_t será usada a expressão de Varnier [5], que provou dar melhores resultados em comparações realizadas com resultados experimentais [6].

$$x_t = 1.75\, d_e(1 + 0.38\, M_e)^2 \tag{3}$$

em que d_eé o diâmetro de saída da tubeira do motor. Se existirem n motores com tubeiras de diâmetro d_{ei}, define-se um diâmetro eficaz $d_e = \sqrt{n}\, d_{ei}$.
O nível de potência acústica normalizada por unidade de comprimento do núcleo potencial em função da posição *x* da fonte representativa de cada secção

$$A(x) = 10\ \log\left(\frac{x_t\, W(x)}{W_{OA}}\right) \tag{4}$$

obtém-se a partir da figura 12 de [1]. Para cada secção *s*, a potência acústica é

$$L_{W,s} = 10\ \log\left(\frac{x_t\, W(x)}{W_{OA}}\right) + L_W + 10\ \log\frac{\Delta x}{x_t} \tag{5}$$

em que Δx é o comprimento de cada secção.
Usando o número de Strouhal axial modificado

$$St^* = \frac{f\ x\ a_e}{U_e a_0}$$

a figura 13 de [1] permite obter o espectro do nível de potência acústica normalizado

$$B(f,x) = 10\ \log\left(\frac{W(f,x)}{W(x)}\frac{U_e\, a_0}{x\, a_e}\right) \tag{6}$$

a partir do qual se consegue definir o nível de potência acústica para a banda b (caracterizada pelas frequências centrais das bandas de 1/3 de oitava ou uma oitava) relativo a cada secção:

$$L_{W,s,b} = 10\ \log\left(\frac{W(f,x)}{W(x)}\frac{U_e\ a_0}{x\ a_e}\right) + \ L_{W,s} - 10\ \log\frac{U_e a_0}{x\ a_e} + \log\Delta f_b\ \ (\text{re}\ 10^{-12}\text{W}) \qquad (7)$$

Nestas expressões $W(f,x)$ é a potência acústica por unidade de frequência f e por unidade de comprimento ao longo do eixo do jacto, na posição x, que é a distância da tubeira ao centro da secção. a_0 e a_e são a velocidade do som na atmosfera e à saída da tubeira, respetivamente.
A contribuição de cada secção para o nível de pressão acústica na banda de frequências b medido no ponto p a uma distância r pode ser calculado pela expressão

$$SPL_{s,b,p} = L_{W,s,b} - 10\ \log r^2 - 11 + DI(b,\theta) \qquad (8)$$

A função $DI(b,\theta)$ é o índice de directividade, que se discutirá abaixo. Para calcular o nível de pressão acústica n ponto p e relativo à banda de frequência b, podemos somar logaritmicamente as contribuições de todas as secções:

$$SPL_{b,p} = 10\ \log\left(\sum_s 10^{\frac{SPL_{s,b,p}}{10}}\right) \qquad (9)$$

A partir daqui, podemos obter

$$OASPL_p = 10\ \log\left(\sum_b 10^{\frac{SPL_{b,p}}{10}}\right) \qquad (10)$$

2.2 Modelos de directividade

O índice de directividade dado pela função $DI(f,\theta)$ traduz o facto de o ruído emitido por um jacto ter intensidades diferentes para diferentes direcções. O ângulo θ é o ângulo entre o eixo do jacto e a linha entre a fonte e o observador (ponto p). Na literatura existem várias possibilidades para o índice de directividade. Para determinar qual a mais adequada, foram comparadas as propostas por Eldred [1], por Sutherland e Plotkin [7] e por James [8] com resultados experimentais publicados, tendo-se concluído [6] que a função preferível era a de Eldred, representada na figura 1.

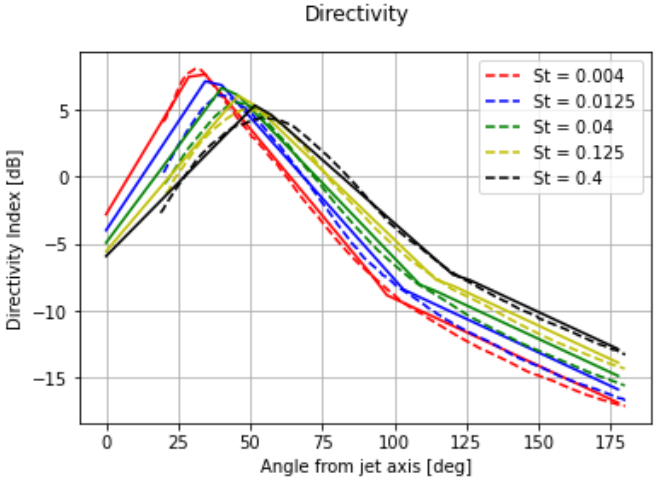


Figura 1 – Curvas de directividade de Eldred [1]

2.3 Absorção atmosférica

Dado que a distância entre as fontes e o observador podem ser muito grandes, é necessário ter em conta na equação (8) a absorção atmosférica. De acordo com [9] e [10], a absorção total do som pelo ar α, em dB/m, é dada por:

$$\alpha(f) = 8.685\, f^2 \left[1.84 \times 10^{-11} \left(\frac{p_a}{p_{so}}\right)^{-1} \left(\frac{T}{T_0}\right)^{1/2} + \left(\frac{T}{T_0}\right)^{5/2} \left(0.01278 \frac{e^{\frac{-2239.1}{T}}}{f_{r,O} + \frac{f^2}{f_{r,O}}} + 0.1068 \frac{e^{\frac{-3352}{T}}}{f_{r,N} + \frac{f^2}{f_{r,N}}} \right) \right] \quad (11)$$

em que p_aé pressão atmosférica, p_{so}é a pressão atmosférica de referência, T e T_0 são a temperatura atmosférica e a temperatura atmosférica de referência, respetivamente, $f_{r,O}$ e $f_{r,N}$ são a frequência de relaxação do oxigênio e do azoto, respectivamente, dados por

$$f_{r,O} = \frac{p_a}{p_{so}} \left(24 + 4.04 \times 10^4\, h\, \frac{0.02+h}{0.391+h} \right), \quad (12)$$

$$f_{r,N} = \frac{p_a}{p_{so}} \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/2} \left(9 + 280\, h\, e^{-4.17\left[\left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/3} - 1\right]} \right). \quad (13)$$

Nas expressões anteriores *h* é a concentração molar de vapor de água, que pode calcular-se a partir da humidade relativa através de

$$h = h_r \frac{\frac{p_{sat}}{p_{so}}}{\frac{p_a}{p_{so}}} \text{ (in \%)}. \quad (14)$$

$$\log \frac{p_{sat}}{p_{so}} = -6.8346 \left(\frac{T_{01}}{T}\right)^{1.261} + 4.6151, \quad (15)$$

em que $T_{01} = 273.16$ K é a temperatura do ponto triplo da água. A absorção atmosférica do som para uma dada frequência é $\alpha(f).r$, sendo *r* a distância entre a fonte e o observador.

3 Dinâmica do foguete

Na fase inicial do voo o foguete desloca-se na vertical sob a acção da força de propulsão T, da força gravítica e da resistência aerodinâmica $D = \frac{1}{2}\, A\, \rho\, V^2 C_D$. A densidade atmosférica ρ é obtida a partir da *International Standard Atmosphere* e a área de referência A é a da secção do foguete. A velocidade Vdo foguete obtém-se a partir de

$$m\, \frac{dV}{dt} = T - D - mg \quad (16)$$

Na fase seguinte o foguete realiza uma manobra de mudança do ângulo de picada, após a qual inicia a manobra denominada *gravity turn*, que consiste em seguir a trajectória em que a força centrífuga iguala a componente transversal ao foguete da gravidade, minimizando o esforço estrutural nessa direcção [11]. Considerando a gravidade como uniforme, as equações do movimento são.

$$m\, \frac{dV}{dt} = T - D - \left(mg - \frac{m\, \dot{X}^2}{R+H} \right) \sin\gamma \quad (17)$$

$$m\, V\, \frac{d\,\gamma}{dt} = -\left(m\, g - \frac{m\, \dot{X}^2}{R+H} \right) \cos\gamma \quad (18)$$

em que R é o raio da Terra, Xé o alcance, H a altitude e γ o ângulo de voo do veículo. Estas equações foram integradas numericamente usando um método de Runge-Kutta de 4ª ordem.

4 Resultados das simulações

Como aplicação dos modelos descritos anteriormente, foram determinados os níveis de ruído de lançamentos a partir da localização aproximada do espaçoporto de Santa Maria de um foguete Electron, exemplificativo de um lançador de pequena dimensão típico dos lançamentos previstos, e de um foguete Falcon 9, exemplificativo de um foguete de grande dimensão (que não se prevê vir a ser lançado do espaçoporto). Os parâmetros necessários para as simulações foram obtidos a partir de [12] para o Electron e de [13] para o Falcon 9. Para os lançamentos foram escolhidos dois azimutes que permitem evitar sobrevoar a ilha: 95º e 180º.

4.1 Electron

A figura 2 apresenta a trajetória inicial do foguete calculada a partir de (16) a (18). A partir deste cálculo e sabendo o azimute do lançamento, é possível determinar os níveis de ruído observados ao nível do solo. Nas simulações feitas os efeitos das reflexões no solo foram ignoradas.

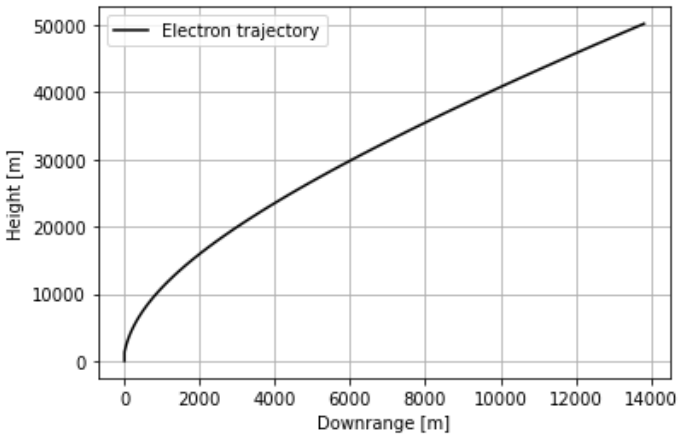
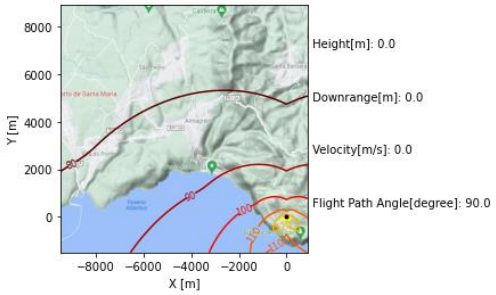
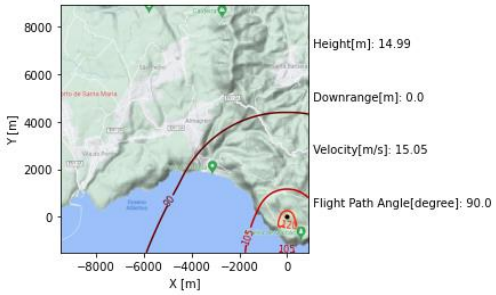


Figura 2 – Trajectória do Electron.

Na figura 3 mostram-se as isolinhas nível de ruído para um lançamento com um azimute 95º para vários instantes contados a partir do lançamento, a que correspondem várias posições do foguete, indicadas na figura. Note-se que inicialmente o voo é vertical (figuras 3a a 3c) e só posteriormente a velocidade do foguete (e o seu eixo) passa a ter uma componente horizontal.



(a)



(b)

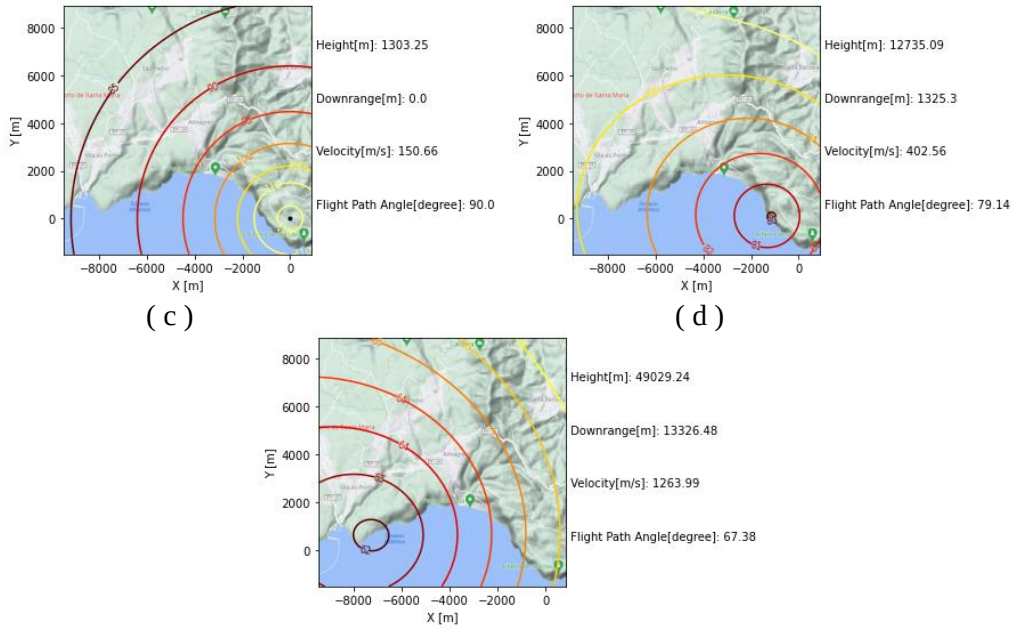


Figura 3 – Isolinhas de OASPL ara o lançamento de um foguete Electron para um azimute de 95º.

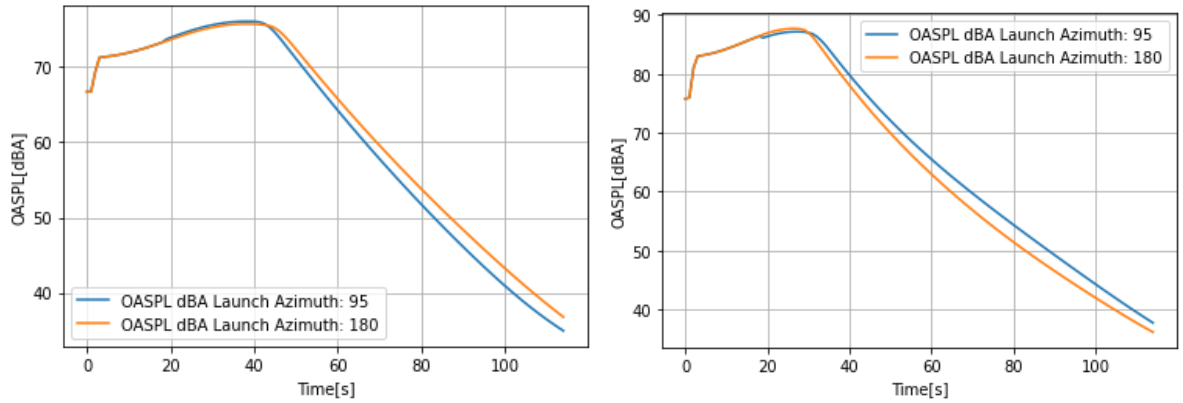


Figura 4 – Evolução do OASPL (dBA) em função do tempo para a Vila do Porto (esquerda) e Santo Espírito (direita) para lançamentos do foguete Electron para azimutes de 95º e 180º. Inicialmente a trajectória do foguete é vertical e igual para ambos os azimutes.

Na figura 4 mostra-se a evolução do OASPL em função do tempo para a Vila do Porto e para a localidade de Santo Espírito, que se situa mais perto do local de lançamento. Na Vila do Porto o ruído devido ao lançamento não atinge os 75 dBA e tendo em conta a frequência relativamente baixa com que normalmente os lançamentos são feitos, estes níveis de ruído não parecem constituir uma preocupação.

4.2 Falcon 9

A figura 5 mostra a trajectória obtida para um lançamento com o Falcon 9.

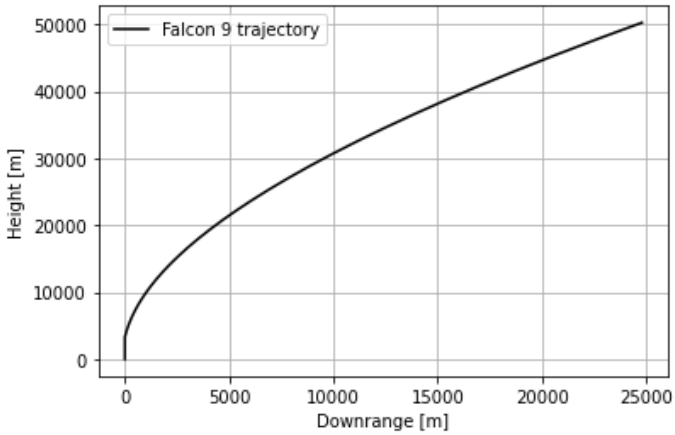


Figura 5 – Trajectória do Falcon 9.

Na figura 6 mostram-se as isolinhas nível de ruído para um lançamento com um azimute 180º para vários instantes contados a partir do lançamento, a que correspondem várias posições do foguete, indicadas na figura. Note-se que inicialmente o voo é vertical (figuras 3a a 3c) e só posteriormente a velocidade do foguete (e o seu eixo) passa a ter uma componente horizontal

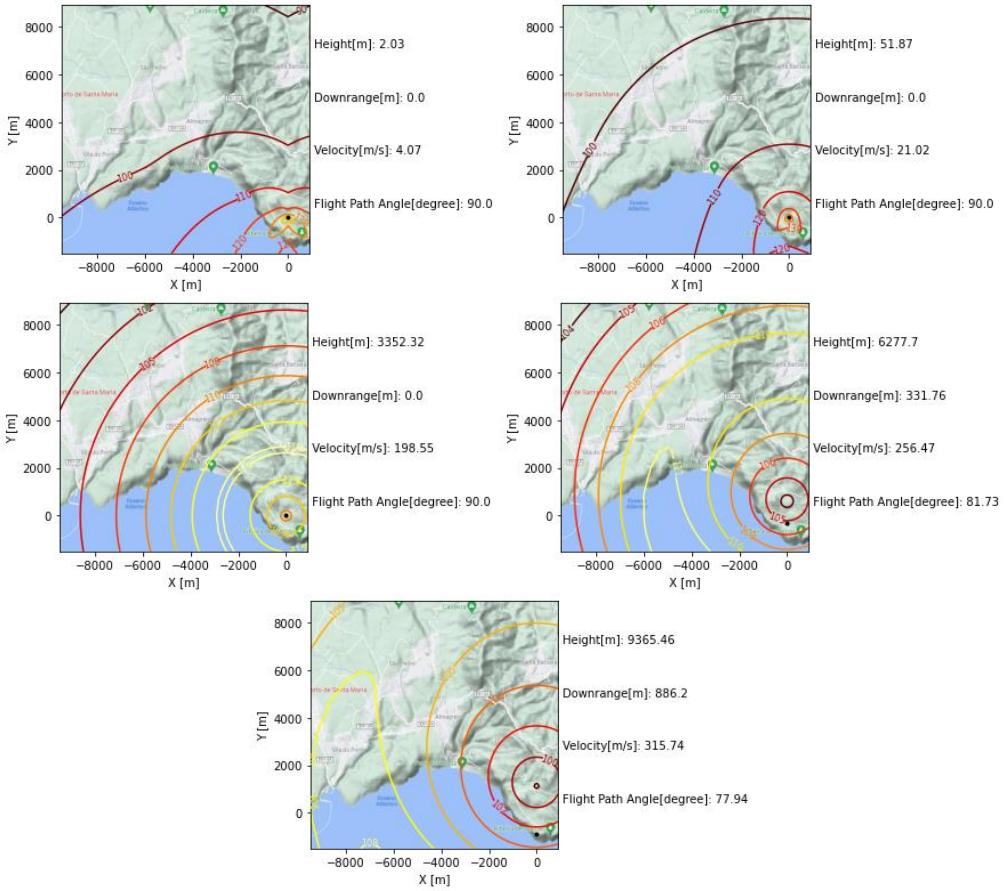


Figura 6 – Isolinhas de OASPL para o lançamento de um foguete Electron para um azimute de 180º

Na figura 7 mostra-se a evolução do OASPL em função do tempo para a Vila do Porto e para a localidade de Santo Espírito, que se situa mais perto do local de lançamento. Os níveis de ruído são significativamente mais elevados que os do Electron. Dado que o Falcon 9 e foguetes de dimensões comparáveis não se prevêem vir a ser lançados de Santa Maria, estes níveis de ruído não constituem uma preocupação.

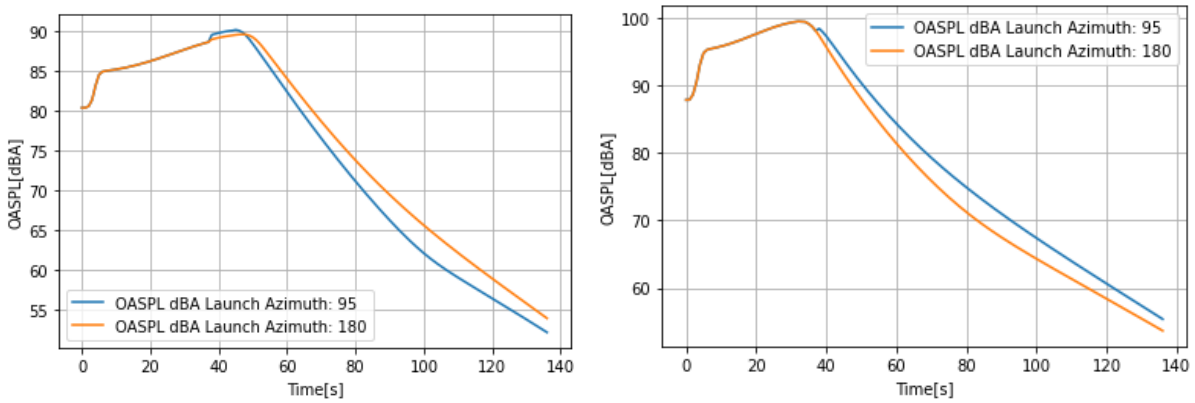


Figura 7 – Evolução do OASPL (dBA) em função do tempo para a Vila do Porto (esquerda) e Santo Espírito (direita) para lançamentos do foguete Falcon 9 para azimutes de 95º e 180º. Inicialmente a trajectória do foguete é vertical e igual para ambos os azimutes.

5 Conclusões

O modelo de Eldred [1] foi aplicado para determinar o ruído de um lançamento observado no solo durante os primeiros minutos em locais próximos do ponto de lançamento no espaçoporto de Santa Maria. O modelo prevê níveis de ruído na Vila do Porto aceitáveis no caso de pequenos lançadores como o Electron, mas não no caso de grandes lançadores, como o Falcon 9. Estas previsões não incluem o efeito das reflexões no terreno. Além disso, para comparação com os limites legais seria necessário ter em conta a periodicidade de lançamentos prevista. Futuros desenvolvimentos deste modelo de previsão de ruído deverão ter em conta o efeito do terreno e também o da propagação atmosférica, considerando a estratificação e o vento.

Agradecimentos

Os autores agradecem à da Fundação para a Ciência e a Tecnologia (FCT) o suporte financeiro deste projecto, através do projecto de financiamento LAETA ***(DOI: 10.54499/UIDB/50022/2020).***

Referências

[1] Eldred, K. (1971). Acoustic loads generated by the propulsion system. NASA Technical Note SP-8072.

[2] Requena-Plens, J. M., Jiménez, N., Cebrecos, A., Picó, R., & Sánchez-Morcillo, V. J. (2020). Acoustic field prediction during the launch of rockets. XI Congreso Ibérico de Acústica, p 690-699.

[3] Casalino, D., Barbarino, M., Genito, M., & Ferrara, V.(2008). Improved Empirical Methods for Rocket Noise Prediction Through CAA Computation of Elementary Source Fields, *14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference)*,5-7 May 2008, Vancouver, British Columbia Canada, paper AIAA 2008-2939.

[4] Casalino, D., Barbarino, M., Genito, M., & Ferrara, V.(2009). Hybrid empirical/computational aeroacoustics methodology for rocket noise modeling. *AIAA Journal*, 47(6), 1445–1460.

[5] Varnier, J. (2001). Experimental study and simulation of rocket engine freejet noise. *AIAA Journal*, 39(10), 1851–1859.

[6] Soares, J. P. (2021). *Rocket Launch Noise at Santa Maria Spaceport*, MSc Thesis, Instituto Superior Técnico, Lisboa.

[7] Plotkin, K., Sutherland, L., & Vu B.(2009). Lift-off acoustics predictions for the Ares I launch pad. *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference)*.

[8] James, M. M., Salton, A. R., Gee, K. L., Neilsen, T. B., McInerny, S. A., & Kenny, R. J. (2012). Modification of directivity curves for a rocket noise model. *Proceedings of Meetings on Acoustics*, 18(1), 040008.

[9] Bass, H. E., Sutherland, L. C., & Zuckerwar, A. J. (1990). Atmospheric absorption of sound: Update. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 88(4), 2019–2021.

[10] Bass, H. E., Sutherland, L. C., Zuckerwar, A. J., Blackstock, D. T., & Hester, D. M. (1995). Atmospheric absorption of sound: Further developments. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 97 (1):680–683.

[11] Turner, M. J. L. (2008). *Rocket and Spacecraft Propulsion*, 3rd ed., Springer.

[12] Rocket Lab, (2020). *Launch: Payload User's Guide Version 6.6*.

[13] Mathews, L. T., Gee, K. L., & Hart, G. W. (2021). Characterization of Falcon 9 launch vehicle noise from far-field measurements. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 150(1), 620–633.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MONITORIZAÇÃO DO SOM AMBIENTAL NUM TERMINAL DE DESCARGA DO PORTO DE LISBOA

Manuel Matos[1,2], Helena Machado[1], Ana Maria Barreiros[1,3]

[1]Departamento de Engenharia Química do ISEL - Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, IPL - Instituto Politécnico de Lisboa, Portugal
{manuel.matos@isel.pt, barata.lena@gmail.com, ana.barreiros@isel.pt}
[2]IT- Instituto de Telecomunicações, Portugal
[3]UniRE - Unit for Innovation and Research in Engineering do ISEL - Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, IPL - Instituto Politécnico de Lisboa, Portugal

Resumo

No último European Quality of Life Survey (2016), o ruído ambiental nas imediações das habitações é apontado como a segunda causa de desconforto (32%) depois da elevada intensidade de tráfego (35%). Na cidade de Lisboa, duas das suas grandes infraestruturas de transportes (aeroporto e porto) estão situadas junto a zonas de elevadas densidades habitacionais. O seu potencial de impacto no bem-estar e saúde da população da cidade é bem conhecido. Diversos estudos centram-se sobre o ruído originado pelo tráfego aéreo, mas são escassos os estudos sobre o ruído no Porto de Lisboa.

Neste trabalho apresenta-se a avaliação do ruído produzido num terminal do Porto de Lisboa, realizada em três campanhas de 15, 12 e 9 dias através de monitorizações do ruído ambiental em três locais distintos do Porto.

Na totalidade das campanhas de medição, o limite de L_{den} só foi cumprido em 27% dos dias e o limite L_n só se cumpriu em 20% dos dias considerados.

Com este trabalho ficou demonstrado o comportamento sonoro do terminal do Porto de Lisboa evidenciando o impacto do ruído produzido por esta infraestrutura portuária nas habitações situadas na sua vizinhança. O não cumprimento dos limites legais deveria originar medidas de mitigação e a criação de restrições horárias de operação no Porto de Lisboa tal como acontece já para os voos nos aeroportos.

Palavras-chave: Ruído ambiental, Ruído portuário, Diretiva do Ruído Ambiental, Ruído e saúde, Monitorização contínua do ruído.

Abstract

In the latest European Quality of Life Survey (2016), environmental noise in the vicinity of homes is identified as the second cause of discomfort (32%) after high traffic intensity (35%). In the city of Lisbon, two of its major transport infrastructures (airport and port) are located next to areas with high housing densities. Its potential impact on the well-being and health of the city's population is well known. Several studies focus on noise caused by airport traffic, but studies on noise in the Lisbon port are scarce.

This work presents the assessment of the noise produced in a terminal of the Lisbon port, carried out in three campaigns lasting 15, 12 and 9 days through environmental noise monitoring in three different locations in the Lisbon port.

In all measurement campaigns, the L_{den} limit was only met on 27% of the days and the L_n limit was only met on 20% of the days considered.

With this work, the sound behaviour of the terminal in the Lisbon port was evaluated, highlighting the impact of the noise produced by this transport infrastructure on homes located in its neighbourhood. Failure to comply with legal limits should lead to mitigation measures and the creation of operating hours restrictions in the Lisbon Port, as is already the case for flight operations in airports.

Keywords: Environmental noise, Port noise, Environmental Noise Directive, Noise and health, Continuous noise monitoring.

PACS no.: 43.50.Lj, 43.50.Rq, 43.50.Sr, 43.50.Yw

1 Introdução

O ruído ambiental é o segundo fator risco para a saúde ambiental na Europa. A OMS estima que pelo menos 25% da população perceciona uma redução da qualidade de vida devido à exposição excessiva ao ruído. A exposição ao ruído excessivo tem consequências físicas, nomeadamente dores de cabeça, aumento da pressão arterial, ansiedade, perda de memória, distúrbios de sono, deficit de atenção e, em casos extremos, morte [1].

A questão do ruído é muito mais complexa do que apenas os níveis de decibéis medidos. O ruído é uma questão subjetiva que depende da sensibilidade de cada ser humano e, por isso, é difícil determinar objetivamente a incomodidade. O som pode ter efeitos para a saúde mesmo que não seja um som irritante e pode ser perturbador apesar de não exceder os valores limites [1,2]. Desta forma, o lado qualitativo do som (incómodo) pode ter uma importância superior ao lado quantitativo do som (níveis de decibéis). Essa definição dupla é útil porque, em primeiro lugar, o ruído pode ter efeitos à saúde, mesmo que não seja irritante e, em segundo lugar, o ruído pode ser perturbador, embora os valores-limite do ruído não sejam excedidos. Os sons intermitentes causam mais incómodo do que os sons constantes e os sons de baixa frequência, geralmente abaixo dos 20 Hz são frequentemente mais perturbadores, os indivíduos não ouvem esse ruído, mas sentem [3]. Este tipo de ruído de baixas frequências não afeta a audição, mas é sentido pelo corpo inteiro, havendo já identificada uma Doença Vibroacústica, que se desenvolve em indivíduos excessivamente expostos ao Infrassom e Ruído de Baixa Frequência [4].

Para proteger a saúde humana e garantir o bem-estar da população a regulamentação do ruído em Portugal é estabelecida pelo Regulamento Geral do Ruído (RGR), o Decreto-Lei nº 9/2007 de 1 de julho, e complementado pelo Regime de Avaliação e Gestão do Ruído Ambiente (RAGRA), o Decreto-Lei nº 146/2006 de 31 de julho. O RGR assenta em três pilares de atuação: planeamento municipal; regulação da produção de ruído; e fiscalização e regime contraordenacional. O RGR é aplicável às fontes de ruído suscetíveis de causar incomodidade: atividades ruidosas permanentes ou temporárias, infraestruturas de transporte, ruido de vizinhança.

O RGR considera como Grandes Infraestruturas de Transporte (GIT) apenas infraestruturas rodoviárias, infraestruturas ferroviárias e infraestruturas aéreas, nunca referindo infraestruturas portuárias. Ao não considerar os portos como uma GIT, estes ficam isentos de elaborar Mapas Estratégicos de Ruído e consequentemente Planos de Ação, que assegurariam a gestão dos problemas e efeitos do ruído, incluindo a sua redução sempre que fosse necessário.

Ao excluir os portos das GIT não tem sido dada grande atenção à avaliação da exposição dos cidadãos a este tipo de ruído, mesmo sabendo que esta exposição ao ruído tem grandes implicações na saúde dos indivíduos [5]. O ambiente portuário é complexo e com um grande número de fontes sonoras que muitas vezes se sobrepõem, sendo de extrema importância a caracterização das fontes portuárias.

Os portos são caracterizados por diversas operações complexas, tendo vários tipos de fontes sonoras com características diferentes, o que faz com que a análise da poluição sonora nestes locais represente uma tarefa difícil [6].

Segundo Trozzi e Vaccaro [7], as fontes de ruído nas áreas portuárias podem ser individualizadas em diversos tipos: tráfego rodoviário de automóveis de passageiros, de veículos pesados, movimentação de mercadorias e tráfego ferroviário.
Adicionalmente há que considerar o ruído dos navios. Enquanto os navios de cruzeiro têm máquinas modernas e silenciosas para maior conforto dos passageiros, com os grandes navios de carga tal não acontece [5]. Os navios atracados em porto são responsáveis por ruído devido ao funcionamento dos motores. Esse ruído de baixa frequência produz um grande impacto à noite, mesmo a grandes distâncias [8]. Mas, de acordo com Murphy e King [3], ainda existe pouca investigação sobre o ruído nos portos e, o ruído de baixa frequência, é um tipo de ruído pouco estudado e explorado.
Em Portugal, do que os autores conhecem, ainda não existem estudos sobre ruído em portos. No caso de estudo abordou-se o ruído no Porto de Lisboa para avaliar o seu potencial de impacto no bem-estar e saúde da população da cidade. O Porto de Lisboa está instalado no centro da cidade, no Rio Tejo, e a cidade desenvolveu-se naturalmente à sua volta.

2 Materiais e Métodos

2.1 Caracterização do local de monitorização do ruído ambiental

As campanhas de monitorização do som para avaliação do ruído ambiental decorreram no Terminal de Contentores de Santa Apolónia do Porto de Lisboa. Este terminal é multimodal (a carga para o navio e do navio pode ser transportada de várias formas) e oferece serviços diretos a África Ocidental (destacando Angola), ao Norte da Europa e às ilhas portuguesas. Este terminal têm uma área de 16,7 ha, com uma capacidade de armazenagem de 2.720 TEU (no solo) + 200 *reefers* (contentores refrigerados) perfazendo uma capacidade operacional: 9.689 TEU. No terminal existe diversos equipamentos para carga e descarga e atividades complementares. O equipamento de carga e descarga, a movimentação de camiões, a reparação de contentores e o funcionamento dos *reefers* são as principais fontes sonoras no porto a avaliar neste estudo [9].
Para obter uma panorâmica sonora do terminal e avaliar o impacto do ruído nas zonas residenciais vizinhas foram selecionados três locais de medição (Figura 1) que permitiram uma medição abrangente sem edifícios entre as fontes sonoras no cais e o medidor.
O primeiro local escolhido foi uma antiga portaria localizada na fronteira entre o terminal portuário e o ramal ferroviário dedicado à zona portuária. Paralelamente encontra-se a rua de cintura interna portuária, a seguir uma infraestrutura rodoviária estruturante da cidade, com trânsito rodoviário considerável (Avenida Infante D. Henrique) e, por fim, também paralela a esta avenida, fica uma infraestrutura ferroviária.
A segunda campanha de monitorização realizou-se no telhado do edifício de operações localizado junto à zona dos contentores frigoríficos permitindo avaliar o impacto que estes contentores (em permanente funcionamento de refrigeração), têm no ruído do porto.
A terceira campanha de monitorização realizou-se junto das oficinas de reparação de contentores, por se constatar nas visitas de recolha de dados da primeira campanha, que existia nesta zona ruído aparentemente diferente de todas as outras áreas do porto.



Figura 1 – Localização das três campanhas de medições de som realizadas no Terminal do Porto de Lisboa.

2.2 Equipamento de medição de ruído

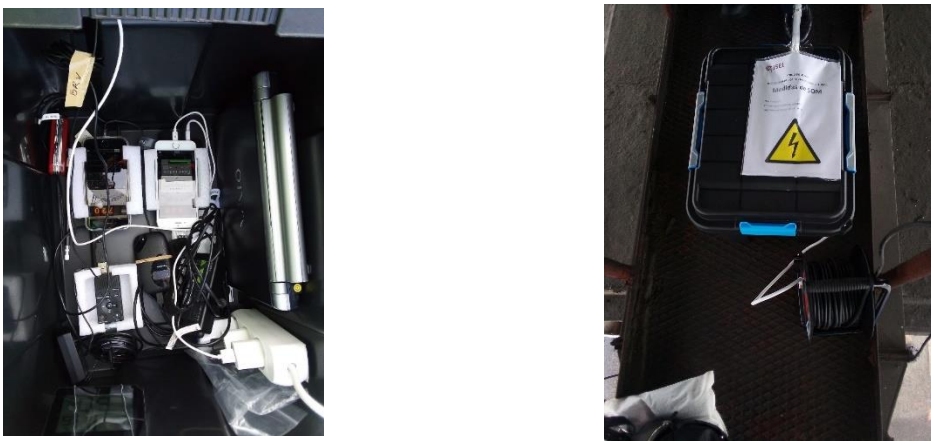
Neste trabalho de monitorização de ruído no Porto de Lisboa foram usados dois telemóveis em simultâneo da marca Apple (modelos 5 e 5s), porque de acordo com os resultados obtidos por Kardous e Shaw [10], o sistema iOS é mais fiável que o sistema Android, um para captura de som. Um dos telemóveis com filtro de ponderação A e outro com filtro de ponderação C. A diferença entre os valores medidos com o filtro A e C permitem avaliar o ruído de baixa frequência. Murphy e King [3], sugerem uma regra prática para avaliação do ruído de baixa frequência através da diferença entre os valores medidos dB(C) e os valores medidos dB(A), considerando que sempre que esta diferença fosse igual ou superior a 15 dB se estava na presença de ruído de baixa frequência. O filtro C é ainda utilizado para avaliar medições de pico do ruído.

O software usado para os smartphones foi a aplicação SPLnFFT (iOS), desenvolvida por Fabien Lefebvre [10]. A escolha desta aplicação deve-se ao facto de ser considerada uma das aplicações mais consistentes em termos de capacidade de medição de ruído ambiente com precisão [10]. Aos telefones foram acoplados dois microfones externos iMM-6 (Daytona Audio) porque, de acordo com o estudo de Kardous e Shaw [11] a utilização de microfones externos calibrados aumenta muito a precisão das medições de ruído realizadas com smartphones. Os microfones são vendidos calibrados e a aplicação de

software usada permite que se introduza o ficheiro de calibração dos microfones. Este foi o conjunto de hardware/software que no estudo efetuado por Kardous e Shaw [10,11], obteve o melhor desempenho e o menor erro (cerca de 2 dB) face ao sonómetro calibrado.
Utilizou-se ainda um gravador digital de marca Sony (modelo PAX-470) para gravação contínua do som em formato MP3. Para a realização das campanhas de monitorização de ruído no PLx, preparou-se uma caixa estanque com todos os equipamentos necessários à recolha de dados, representada na Figura 2 e com o seguinte equipamento:

- Dois telemóveis para captura de som, um com filtro de ponderação A e outro com filtro de ponderação C;
- Um gravador para gravação contínua do som;
- Três microfones externos – um para cada telemóvel e outro para o gravador de som;
- Um hot spot para ligação à internet;
- Um termómetro e um higrómetro;
- Um ponto de alimentação de energia aos equipamentos.

Os telemóveis, o gravador de som, o hot spot e o termómetro foram colocados no interior da caixa plástica resistente á água. Os microfones foram fixos no exterior da mesma e ligados a cada um dos equipados.
Cada conjunto de registo e medição de som, telemóvel, software e microfone foram previamente calibrados numa câmara anecóica utilizado equipamento de referência também ele previamente calibrado face a referências sonoras. Os desvios dos diversos conjuntos utilizados nunca ultrapassaram os 1.2 dB.



a) b)

Figura 2 – Interior de caixa com os equipamentos para recolha de dados do som ambiente (a) e exterior da caixa onde se podem ver os microfones (b).

A caixa estanque garantia a proteção do equipamento face às intempéries. Os microfones foram protegidos com espumas anti-vento e a sua altura era de (4,0 ± 0,2) m do solo como indicado nas regras de monitorização (NP ISO 1996, 2019). O termómetro e higrómetro registavam também os parâmetros máximos e mínimos destas grandezas, permitindo assim acompanhar a temperatura e humidade dentro da caixa. Esta medição foi particularmente importante nos dias com temperaturas mais elevadas.

2.3 Recolha de dados

A recolha de dados foi efetuada em 3 momentos distintos, a primeira recolha de dados (1ª campanha) ocorreu em novembro de 2020 e as 2ª e 3ª sensivelmente um ano depois (novembro e dezembro de 2021). Durante as três campanhas diariamente, houve uma deslocação ao terminal, sensivelmente à

mesma hora, para recolher e registo de dados e verificar qualquer ocorrência. Os dados recolhidos pelos telemóveis eram descarregados via internet para uma conta Dropbox e os gravados nos ficheiros de áudio do gravador eram transferidos para um computador portátil. Era registado a hora das transferências de dados bem com as temperaturas (máxima, mínima e atual) e humidade (máximo, mínimo e atual);
Adicionalmente recolheram-se outras informações que podem ajudar justificar e a correlacionar o ruído medido. Foram recolhidos: dados das condições meteorológica dos dias das campanhas; o tipo e o movimento dos barcos no porto, atracagens e partidas; e o número de camiões
Os dados meteorológicos: temperatura, velocidade do vento, rajada de vento, direção do vento, precipitação e humidade foram recolhidos da Estação Meteorológica Automática (EMA) da Portela (Meteo Portela) [12], e da Estação Geofísica do Jardim Botânico do IPMA [13].
A informação da dimensão do navio e capacidade de transporte de carga estão diretamente relacionadas com o número de veículos pesados necessários para a carga e descarga do navio, uma das principais fontes sonoras do porto. Haverá, no entanto, a realçar que um navio que atraca no porto pode não carregar ou descarregar completamente. Muitos navios realizam percursos com várias escalas de carga e descarga parciais. A capacidade de carga do navio não é proporcional ao número de camiões necessários para a sua carga ou descarga.

2.4 Tratamento de resultados

Neste trabalho utilizou-se a equação 1 para calcular o nível de pressão sonora, utilizando médias intermédias de 15 min (7 200 oitavos de segundo). Adotou-se este intervalo por ser o período mínimo passível de utilizar em medições de ruído ambiental. Este cálculo foi repetido para as 24 h de cada dia.

$$L_{total} = 10 \times log_{10}\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{L_i}{10}}\right] \quad (1)$$

Nesta equação, L_i representa é o nível de pressão sonora (dB) e n o número de níveis.

Em seguida, utilizou-se as equações 2, 3 e 4 (Decreto-Lei n.º 9/2007 de 17 de janeiro) para calcular os indicadores ruído diurno, ruído do entardecer e ruído noturno, L_d, L_e e L_n, respetivamente, considerando para o período diurno - das 7 às 20 horas; período do entardecer - das 20 às 23 horas; e período noturno - das 23 às 7 horas.

$$L_d = 10 \times log_{10}\frac{1}{13}\left[\sum_{i=1}^{13} 10^{\frac{L_i eq,h}{10}}\right] \quad (2)$$

$$L_e = 10 \times log_{10}\frac{1}{3}\left[\sum_{i=1}^{3} 10^{\frac{L_i eq,h}{10}}\right] \quad (3)$$

$$L_n = 10 \times log_{10}\frac{1}{8}\left[\sum_{i=1}^{8} 10^{\frac{L_i eq,h}{10}}\right] \quad (4)$$

Onde: L_d, L_e *e* L_n, são os indicadores de ruído diurno, ruído do entardecer e ruído noturno, respetivamente e $L_{i\,eq,h}$ o nível equivalente de pressão sonora numa hora no período respetivo.

O indicador de ruído diurno-entardecer-noturno (L_{den}), associado ao incómodo global durante as 24 h do dia, com uma penalização de 10 dB(A) para o ruído noturno e uma penalização de 5 dB(A) para o ruído do entardecer foi determinado utilizando a equação 5.

$$L_{den} = 10 \times log_{10}\frac{1}{24}\left(13 \times 10^{\frac{L_d}{10}} + 3 \times 10^{\frac{L_e+5}{10}} + 8 \times 10^{\frac{L_n+10}{10}}\right) \quad (5)$$

3 Resultados e Discussão

Os dados recolhidos em contínuo foram descarregados e tratados uma folha de cálculo auxiliar. Após todos os dados tratados, optou-se por mostrar os dados através de gráficos em degraus que se considerou serem mais visíveis e perceptíveis para este tipo de dados. Verificou-se que em todas as campanhas existe uma grande variação de valores ao longo dos dias retratando uma atividade diversificada no porto. A titulo de exemplo apresenta-se a Figura 3 com os valores médios de dois dias da primeira campanha, dias 11 (6ª feira) e 15 (3ª feira) do mês de dezembro, ambos dias úteis. Constatou-se que no período noturno do dia 11 se registaram valores demasiado elevados em relação aos outros dias da campanha, apesar de não ter havido atividade portuária nesse dia, constantando-se assim que os valores de ruído mais elevados neste período, poderão dever-se ao trânsito mais intenso numa noite de 6ª feira (final da semana de trabalho de uma grande parte da população).

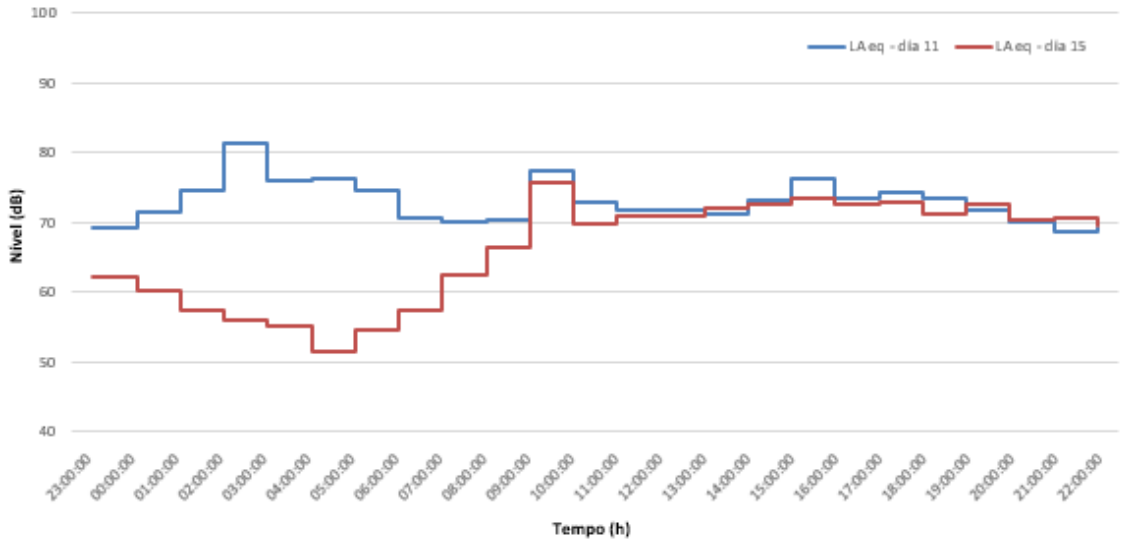
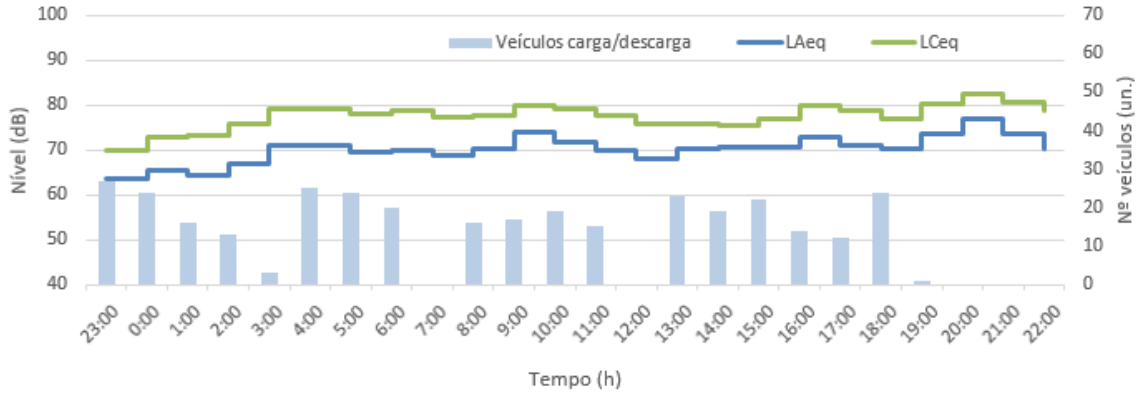


Figura 3 – Representação das médias ponderadas A de uma hora em dois dias úteis (6ªf e 3ªf) ambos sem registo de atividade no porto.

A Figura 4 apresenta as médias de uma hora para o dia 10 e para o dia 16, com a representação dos valores dB(A) e dB(C) de cada dia e também a representação dos movimentos de veículos pesados no porto nesses dias. Apesar de haver movimentação de veículos pesados durante a noite no dia 10, os valores de ruído durante o período noturno no dia 16 são mais elevados, mesmo não havendo movimentação de veículos pesados no porto neste dia, neste período.

a)



b)

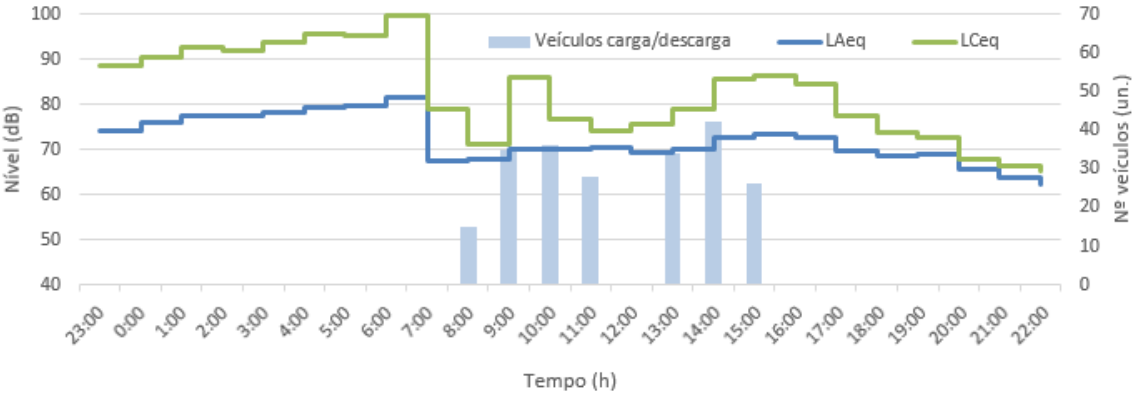


Figura 4 – Representação das médias de uma hora para valores dB(A) e dB(C) e movimentação de veículos pesados em dois dias úteis: a) 10/12/2020 (5ªf) e b) 16/12/2020 (4ªf).

Relativamente ao ruído de baixas frequências, calcularam-se as médias para os valores das diferenças entre dB(C) e dB(A) em cada dia de campanha e verificou-se que na primeira campanha a média foi de 10,5 dB, na segunda campanha de 11,6 dB e na terceira campanha 9,5 dB. Apesar de as médias das campanhas não ultrapassarem os 15 dB estabelecidos como indicadores da presença de ruído de baixas frequências com valor preocupante, analisaram-se os dados por hora para um dia da segunda campanha, por ser aquela onde a média apresentava o valor mais elevado. Observando a Figura 5 verificou-se que o valor dos 15 dB foi várias vezes ultrapassado ao longo do dia, especialmente no período noturno (entre as 23 h e as 7 h).

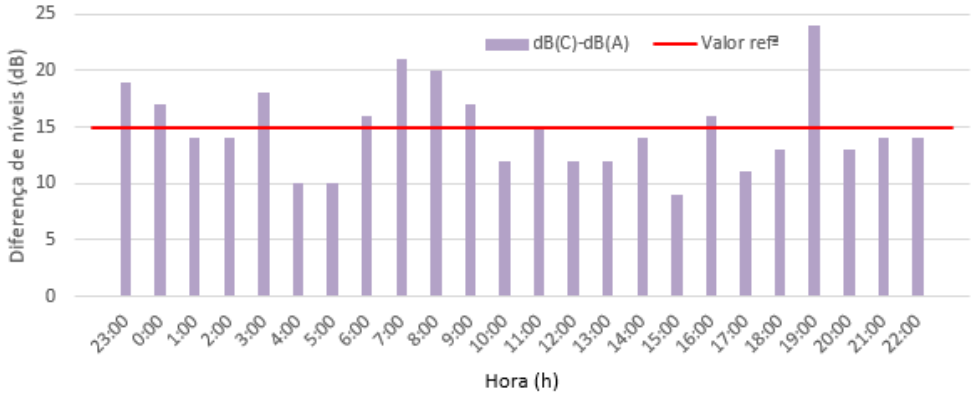


Figura 5 - Representação da diferença dos valores de dB(C) e dB(A) no dia 20/11/2021 (sábado), 2ª campanha

Para cada uma das três campanhas de medição de som, os dados foram tratados de acordo com os períodos de referência estabelecidos na legislação para o indicador do ruído: período diurno (L_d), período do entardecer (L_e) e período noturno (L_n). Foram ainda analisados os dados do indicador ruído diurno-entardecer-noturno (L_{den}), que está associado ao incómodo global durante as 24 h do dia.
Uma vez que a legislação apenas estabelece valores limite para os indicadores de ruído em período noturno (L_n) e em período diurno-entardecer-noturno (L_{den}), a Figura 6 apresenta os valores L_n para as três campanhas (período noturno) e o valor limite de exposição legislado para esta zona (mista) 55 dB(A). Constatou-se que o valor limite foi sempre ultrapassado na primeira campanha, quase sempre ultrapassado na segunda campanha e apenas cumprido na terceira campanha junto das oficinas de reparação de contentores que funcionam entre as 8h e as 17h.
A primeira campanha apresenta os valores noturnos mais elevados, apesar de ter sido realizada durante o período de pandemia.

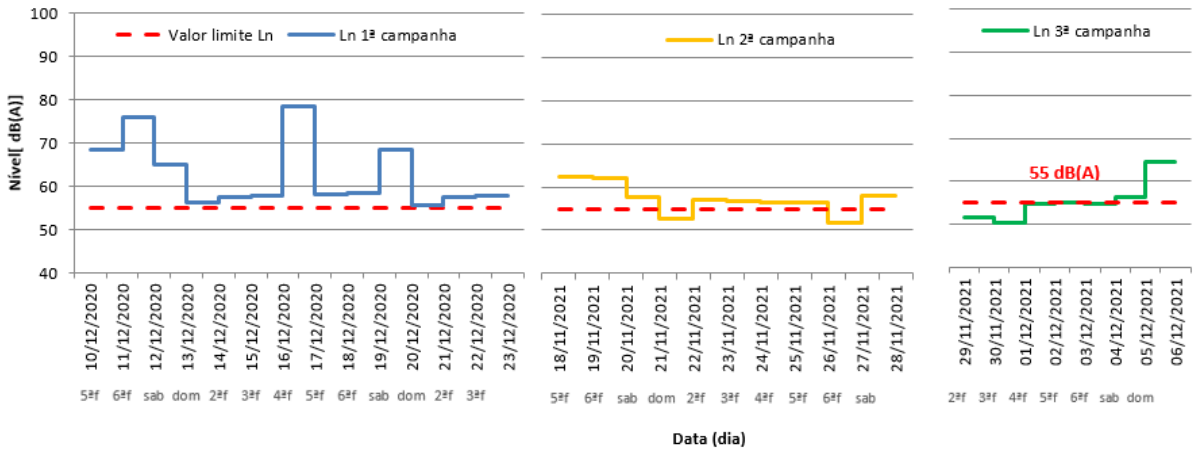


Figura 6 – Valores de L_n nas três campanhas e valor limite de exposição durante o período noturno.

A Figura 7 apresenta os valores L_{den} para as três campanhas (período diurno-entardecer-noturno) e o valor limite de exposição legislado para esta zona (mista), 65 dB(A). Constatou-se que os valores de L_{den} estiveram sempre acima do valor limite de exposição para este indicador na primeira e terceira campanha e que apenas na segunda campanha houve dias com valores abaixo do limite legislado.

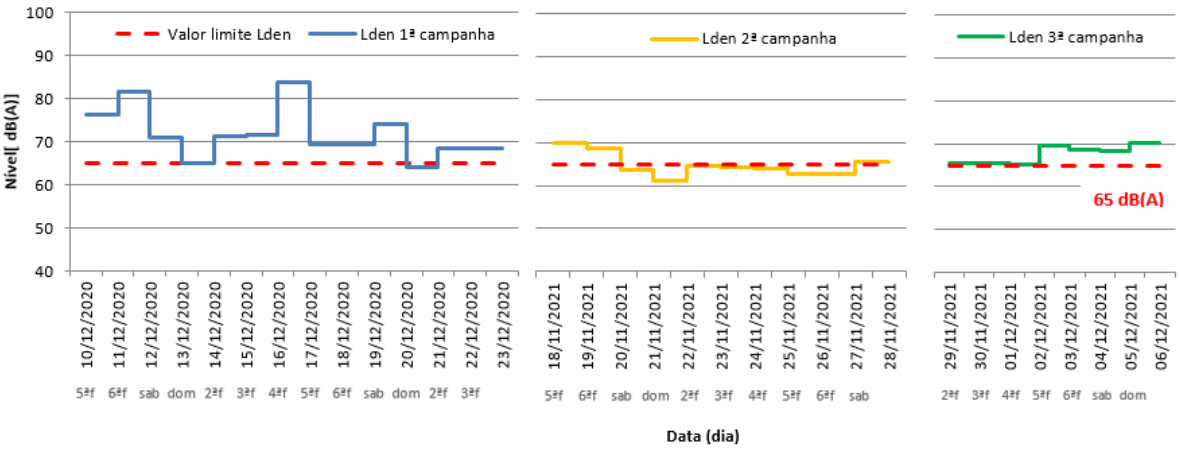


Figura 7 – Valores de L_{den} nas três campanhas e valor limite de exposição

Observando as Figuras 6 e 7, constata-se que os valores mais elevados de L_n e L_{den} ocorreram na primeira campanha em que o país estava a atravessar uma fase grave de pandemia com menor volume rodoviário. O local de medição está no limite do porto junto às vias de rodagem pelo que será de ter em conta a contribuição do trânsito rodoviário para a intensidade total de ruído registado.

4 Conclusão

Neste trabalho evidencia-se o impacto sonoro de um terminal do Porto de Lisboa na sua vizinhança. Este é um trabalho que pretende colmatar a falta de medições e dados de ruído nos portos marítimos de Portugal, mais concretamente do Porto de Lisboa. O local é particularmente sensível pois o Porto de Lisboa está inserido na cidade, rodeado de zonas habitacionais onde o impacto do ruído pode ser significativo.

As medições foram realizadas em contínuo, não através de processos de amostragem, e somaram trinta e três dias de medição. Os dados foram recolhidos em modo de medição dB(A) em simultâneo com modo de medição dB(C) para avaliação das baixas frequências. Foi também acompanhado o volume de navios em operações de carga/descarga no porto para tentar correlacionar o nível de ruído com a carga a carregar ou descarregar.

Os dados de medição de ruído foram comparados com os valores limites estabelecidos na legislação: indicador de ruído em período noturno – L_n e indicador em período diurno-entardecer-noturno – L_{den}. Nos treze dias da primeira campanha, registaram-se valores de L_{den} entre 64,1 dB(A) e 83,9 dB(A), os valores medidos cumpriram o limite de L_{den} apenas num dia, nunca cumprindo o limite L_n durante a campanha. Na segunda campanha os valores medidos os valores de L_{den} variaram entre 61,1 dB(A) e 70,0 dB(A), cumpriram o limite L_{den} em sete dos dez dias, cumprindo o limite L_n em dois dos dez dias da campanha. Na terceira campanha os valores medidos nunca cumpriram o limite L_{den} foram de 65,1 dB(A) a 70,2 dB(A)e cumpriram o limite L_n em quatro dos sete dias. Durante os trinta dias das campanhas realizadas em três locais distintos do terminal, o limite diurno-entardecer-noturno só foi cumprido em oito dos trinta dias (27 %) e, só em seis dos trinta dias das campanhas se cumpriu o limite noturno (20 %) dos dias considerados.

Estes resultados justificam a existência de obrigação de elaborar um Mapa Estratégico de Ruído, para esta infraestrutura portuária de grandes dimensões como o Porto de Lisboa. Tal originaria um Plano de Ação de Ruído onde seriam apresentadas medidas de mitigação do ruído e estimativas de redução de pessoas expostas ao ruído. A elaboração de Mapa Estratégico de Ruído, e de um Plano de Ação de Ruído é obrigatório por lei para as grandes infraestruturas de transporte rodoviário e aéreo, mas não para os portos.

Neste estudo foi ainda avaliado o ruido de baixas frequências através da diferença entre dB(C) e dB(A). Após análise dos valores medidos nas três campanhas verificou-se que as diferenças foram, em média, 10,5 dB na primeira campanha, 11,6 dB na segunda e 9,5 dB na terceira campanha. Os valores de diferença entre dB(C) e dB(A), na segunda campanha, foram os mais elevados sendo que analisados os valores das diferenças por hora, o valor de 15 dB foi ultrapassado em várias horas do dia, incluindo horas no período noturno, período de descanso para a maioria da população. A proximidade dos contentores frigoríficos do local de monitorização do ruído durante a segunda campanha poderá ser uma possível causa da existência de valores elevados de ruído de baixas frequências que poderá ter como origem os sistemas de refrigeração dos contentores.

Agradecimentos

Os autores agradecem à Administração do Porto de Lisboa e ao concessionário do terminal as facilidades concedidas para a realização das medições. Os nossos agradecimentos especiais ao pessoal da segurança que nos acompanhou diariamente em todas as medições.

Referências

[1] WHO (2018) Environmental Noise Guidelines for the European Region. ISBN 978 92 890 5356 3.

[2] Irle, H, Hesse, J.M., Strasser, H. (1998) Physiological cost of energy-equivalent noise exposures with a rating level of 85 dB(A): Hearing threshold shifts associated with energetically negligible continuous and impulse noise. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 21, (6), 451-463, https://doi.org/10.1016/S0169-8141(96)00082-0.

[3] Murphy, E., & King, E. A. (2014). An assessment of residential exposure to environmental noise at a shipping port. *Environment International*, *63*, 207–215. https://doi.org/10.1016/j.envint.2013.11.001.

[4] Alves-Pereira, M., & Castelo Branco, N. A. A. (2007). Vibroacoustic disease: Biological effects of infrasound and low-frequency noise explained by mechanotransduction cellular signalling. *Progress in Biophysics and Molecular Biology*, 93, (1–3), 256–279. https://doi.org/10.1016/j.pbiomolbio.2006.07.011.

[5] Nastasi, M., Fredianelli, L., Bernardini, M., Teti, L., Fidecaro, F., & Licitra, G. (2020). Parameters affecting noise emitted by ships moving in port areas. *Sustainability (Switzerland)*, 12 (20), 1–17. https://doi.org/10.3390/su12208742.

[6] Schenone, C., Pittaluga, I., Repetto, S., & Borelli, D. (2014). Noise pollution management in ports: A brief review and the eu MESP project experience. *21st International Congress on Sound and Vibration 2014*, 2(September), 1364–1371. https://doi.org/10.13140/2.1.3656.6407.

[7] Trozzi, C., & Vaccaro, R. (2000). Environmental impact of port activities. *Second International Conference PORTS 2000 Marittime Engineering and Ports*, *9*(September 2000), 151–161.

[8] Bolognese, M., Fidecaro, F., Palazzuoli, D., & Licitra, G. (2020). Port noise and complaints in the North Tyrrhenian sea and framework for remediation. *Environments*, *7*(2), 1–17. https://doi.org/10.3390/environments7020017.

[9] Portal do Porto Lisboa. https://www.portodelisboa.pt/navios-em-porto.

[10] Kardous, C. A., & Shaw, P. B. (2014). Evaluation of smartphone sound measurement applications. *The Journal of the Acoustical Society of America*, *135*(4), EL186–EL192. https://doi.org/10.1121/1.4865269.

[11] Kardous, C. A., & Shaw, P. B. (2016). Evaluation of smartphone sound measurement applications (apps) using external microphones—A follow-up study . *The Journal of the Acoustical Society of America*, *140*(4), EL327–EL333. https://doi.org/10.1121/1.4964639.

[12] Meteo Portela. (2021). *Dados meteorológicos*. http://meteoportela.com/latest.txt.

[13] IPMA. (2021). *Dados da estação meteorológica de Lisboa (Geofísico)*. Instituto Português do Mar e da Atmosfera, https://www.ipma.pt/pt/otempo/obs.superficie/index-map-dia-chart.jsp#Lisboa (Geofísico), acedido em 8 de dezembro de 2021.

ANÁLISIS DEL CÁLCULO DE LA POTENCIA ACÚSTICA LINEAL LW' EN DIFERENTES SOFTWARES COMERCIALES PARA EL MODELO DE FERROCARRILES DE CNOSSOS EU

Juaco Grijota[1], Ricardo Gey[2], Mónica Tomás[3], José Luis Cueto[4]

[1] Consultor acústico independiente
{ juaco@juacogrijota.es }
[2] PROINTEC S.A.
{ rgey@prointec.es }
[3] AAC ACÚSTICA S.L.
{ mtg@aacacustica.com }
[4] Laboratorio de Ingeniería Acústica, Universidad de Cádiz
{ joseluis.cueto@uca.es }

Resumen
Se realiza un estudio del cálculo de la potencia acústica lineal Lw' obtenida para el material rodante nacional en España en diferentes softwares comerciales, con el objetivo de determinar si los resultados son homogéneos entre ellos. El estudio se acomete mediante la fijación de diferentes variables que actúan en el modelo de cálculo y se comparan las respuestas que dan los programas al ir aplicando distintos valores. Los resultados serán transferidos a la comisión que redactó la norma ISO/TR 17534-4:2020 para que sean tenidos en cuenta.

Palabras clave: CNOSSOS-EU, ruido ferroviario, potencia de emisión de trenes, control de calidad.

Abstract
A study is carried out on the calculation of the linear acoustic power Lw' obtained for the national rolling stock in Spain in different commercial software, with the aim of determining if the results are homogeneous between them. The study is carried out by setting different variables that act in the calculation model and comparing the responses given by the programs when applying different values. The results will be transferred to the commission that drafted the ISO/TR 17534-4:2020 standard so that they can be taken into account.

Keywords: CNOSSOS-EU, railways noise, train sound power, quality control.

PACS nº. 43.50.Lj; 43.50.Rq;

1 Introducción

Durante el transcurso de una serie de estudios de contaminación acústica de ferrocarriles se han apreciado diferencias importantes en los resultados obtenidos con dos softwares comerciales diferentes de modelización acústica. Aunque los programas de predicción sonora que utilizamos habitualmente implementan el método ferroviario CNOSSOS, no todos están configurados internamente de la misma manera, lo que hace que en muchas ocasiones se conviertan en cajas negras. CNOSSOS se implementó

para garantizar la comparabilidad de la información, que es esencial para el futuro desarrollo de la política sobre ruido y planes de acción. En caso de que los resultados de este ejercicio revelaran diferencias significativas habría que tenerlas en cuenta en el dimensionamiento de medidas correctoras de infraestructuras ferroviarias en España.

Por tanto, el objetivo de este trabajo es el de realizar un análisis comparativo entre varios softwares disponibles en el mercado con el objetivo de determinar las diferencias existentes entre ellos, en qué situaciones y casos. El objeto del análisis es su aplicación en la evaluación de varios trenes españoles. En esta comunicación se presentan los resultados de un estudio preliminar basado en la emisión de varios trenes.

Si más adelante, tras un análisis más profundo se verificase este hecho y se describiera su alcance, sería interesante que ADIF (el operador de infraestructuras ferroviarias al cargo de la realización de los mapas estratégicos de ruido de la red nacional) y los desarrolladores de dichos softwares conforme a ISO 17534 de control de calidad [1,2,3,4], tomaran medidas para paliarlo.

2 Materiales y Método

2.1 Caso de estudio basado en la simulación de una situación artificial

Se ha procedido a analizar los valores de la potencia sonora lineal Lw' ponderado A de 5 programas comerciales de modelización acústica en ambiente exterior, bajo condiciones de cálculo, variables de contorno, y escenarios idénticos. Siendo 2 de dichos softwares versiones de demostración se han utilizado únicamente 3 de ellos para la comparación de los niveles de inmisión en un receptor en campo libre a 50 metros (esta distancia se ha seleccionado para minimizar el efecto de la propagación). Los programas analizados son (por orden alfabético): Cadna A, IMMI, iNoise, LimA y SoundPlan. IMMI e iNoise bajo licencia Demo. Estos softwares se renombrarán como A, B, C, D y E para la comparación de los 5 resultados en emisión y como F, G y H para la comparación de los 3 resultados en inmisión. La asignación de letras a softwares y su orden se ha llevado a cabo de manera aleatoria.

Se adoptan las definiciones técnicas recogidas en la guía técnica editada por ADIF [5]. No se han considerado estructuras especiales como puentes, radios de curvatura o juntas y aparatos de vía. Las condiciones de contorno generales son las propias del modelo CNOSSOS EU, versión adaptada a la Directiva Delegada 2021/1226 [6] y a la Directiva 2015/996 [7], y se aplican las recomendaciones de las dos guías de CNOSSOS EU [5,8]. En la tabla de resultados se incluyen las condiciones de contorno predeterminadas para todos los softwares.

La simulación se basa en los siguientes elementos y parámetros de cálculo:

- El modelo digital del terreno es el más simple posible, consistente en un plano situado al nivel del mar.
- La línea de ferrocarril consiste en una recta de 1000 metros.
- Un receptor puntual situado a 1.5 metros de altura y a 500 metros del punto inicial (es decir, localizado justo en el punto medio del vial) y a una distancia de 50 metros (perpendicular) al eje de la vía.
- Se han seleccionado 18 tipologías de trenes, recogiendo al menos una de tren de pasajeros y otra de mercancías, con los dos tipos de motorización disponibles (diésel y eléctrico), en las redes de vía estrecha, convencional y alta velocidad, inclusive material rodante de ancho variable. La

selección de trenes utilizada en la tabla de este trabajo se ha hecho basándose en que la mayoría fueron los que resaltaron las diferencias importantes presentadas en el capítulo de introducción. Consideramos que para este estudio preliminar es suficiente. Los 18 tipos de trenes analizados se presentan en la tabla de resultados (Tablas 1 y 2).

- El tráfico considerado para determinar los niveles de emisión e inmisión es un tren a la hora.
- La configuración de trenes es la que ha definido ADIF en su guía [5], excepto en mercancías, que se ha configurado con un motor y 5 remolcados.
- La superestructura queda definida por la guía de ADIF [5] conforme a la tipología de trenes que circulen en cada caso. De las posibles configuraciones se han seleccionado las más comunes por tipos de red.
- La velocidad se fija en 80 km/h para todas las categorías.
- El suelo es totalmente absorbente.
- La superficie bajo la línea ferroviaria es completamente absorbente.
- El periodo seleccionado para presentar resultados es el "día". Conforme a la guía del Ministerio [8] en los niveles de inmisión se considera un 50% de condiciones de propagación favorables y un 50% homogéneas en todas las orientaciones del plano horizontal.
- Condiciones meteorológicas conforme a las guías CNOSSOS EU [5, 8].

La potencia sonora lineal Lw' se calcula a dos alturas en el modelo CNOSSOS EU, si bien hay software que solamente presentan un dato de Lw' que desconocemos cómo se implementa en el modelo. Para poder comparar resultados se ha sumado la potencia de las emisiones en las dos alturas en los casos que facilitan dos datos.

2.2 Estadísticas usadas en SPSS

Para el análisis estadístico sobre la similitud de los grupos de valores analizados, se va a utilizar la prueba "ANOVA de medidas repetidas". Este test se ha diseñado para analizar grupos de variables pareadas (intra-sujetos tren a tren). De esta manera se van a analizar los valores estimados por la potencia radiada para los 18 trenes (5 softwares) y también los valores recogidos en un sonómetro virtual (receptor) en el estudio de caso (3 softwares). Se ha decidido no agrupar los datos por categorías de trenes similares (por ejemplo, mercancías) analizando los trenes por separado.
Para ambos test se utiliza para ello el SPSS. Para la aplicación de esta prueba se chequean previamente los supuestos de Normalidad, outliers y esfericidad (o sea, análisis de la homogeneidad de las varianzas de las diferencias medias).
En caso de no cumplir con estos requisitos se plantea una prueba no-paramétrica de Friedman, donde se analizan las medianas.

Las hipótesis nulas se plantean de la siguiente manera:
H0: No hay diferencias significativas en el cálculo de potencia sonora radiada para los 18 trenes analizados con los softwares A, B, C, D y E.
H0: No hay diferencias significativas en el cálculo de la presión sonora estimada por el sonómetro virtual para los 18 trenes analizados con los softwares F, G y H.

Tras la prueba global ómnibus, en caso de que se rechazara la hipótesis nula, se utilizará un test post-hoc para evaluar las diferencias específicas caso a caso (software a software).

3 Resultados

Tal y como se ha comentado en el apartado 2, se comparan dos tipos de datos, en primer lugar, los resultados de potencia sonora (Lw'), y en segundo lugar los resultados de inmisión (Leq) en un receptor a 50 m. de distancia con 3 de ellos.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos en cada caso, indicando el tipo de tren y la configuración de la superestructura utilizada:

Tabla 1 – Potencia sonora (Lw') de los 5 softwares

				Nivel Potencia Sonora (Lw') dB(A)/m				
Línea	**Configuración de red**	**Tipo de tren**	**Composición**	**Softw. A**	**Softw. B**	**Softw. B**	**Softw. D**	**Softw.E**
RAM	**Monobloque con amortiguación blanda / Red media (M)**	**S-433**	M-M	69,3	69,3	69,2	68,9	67,1
		S-524	M-M	69,9	69,8	69,8	69,6	67,5
CONVENCIONAL	**Monobloque con amortiguación dura / ISO 3095:2013 [Bien mantenido y muy liso (E)]**	**S-450**	M-R-R-R-R-M	79,8	79,8	79,7	79,2	79,6
		S-451	M-R-R	76,8	76,8	76,7	76,8	76,6
		S-448	M-R-R	67,6	67,6	67,5	67,1	62,2
		S-447	M-R-M	68,4	68,4	68,4	68,0	71,7
		S-463 CIVIA	R-M-R	61,9	61,9	61,8	61,4	58,0
		S-464 CIVIA	R-M-M-R	63,0	63,0	62,9	62,6	58,0
		S-465 CIVIA	R-M-M-M-R	63,9	63,9	63,8	63,4	60,0
		S-449	M1-M2-R-M2-M1	64,1	64,1	64,0	63,7	59,5
		S-470	M-R-R	67,6	67,6	67,5	67,1	62,6
ALTA VELOCIDAD	**Monobloque con amortiguación media / ISO 3095:2013 [Bien mantenido y muy liso (E)]**	**S-100**	M-R1-6R2-R1-M	67,2	67,2	67,8	66,7	61,6
		S-112	M-R1-11R2-M	66,7	66,7	66,7	66,3	61,8
ANCHO VARIABLE	**Monobloque con amortiguación blanda / Red media (M)**	**S-252 TALGO**	2M-1R1-8R2	70,1	70,1	70,0	69,5	63,3
RAM	**Monobloque con amortiguación blanda / Red media (M)**	**Locomotora eléctrica 619**	M-5R	72,8	69,2	69,1	68,6	71,3
		Locomotora diésel 315	M-5R	72,8	69,3	69,2	68,7	71,3
CONVENCIONAL	**Monobloque con amortiguación dura / ISO 3095:2013 [Bien mantenido y muy liso (E)]**	**Locomotora eléctrica 251**	M-5R	77,4	74,7	74,6	74,0	72,0
		Locomotora diésel 319	M-5R	78,0	75,8	75,7	75,1	73,1

Tabla 2 – Nivel de inmisión sonora (Leq) de 3 softwares

				Nivel inmisión sonora equivalente (Leq) dB(A)		
Línea	**Configuración de red**	**Tipo de tren**	**Composición**	**Softw. F**	**Softw. G**	**Softw. H**
RAM	**Monobloque con amortiguación blanda / Red media (M)**	**S-433**	M-M	39,4	39	38,5
		S-524	M-M	40,3	40,1	39,1
CONVENCIONAL	**Monobloque con amortiguación dura / ISO 3095:2013 [Bien mantenido y muy liso (E)]**	**S-450**	M-R-R-R-R-M	49,5	49,1	49,3
		S-451	M-R-R	46,5	47,1	46,3
		S-448	M-R-R	38,4	38,1	33,4
		S-447	M-R-M	39,3	39	43,0
		S-463 CIVIA	R-M-R	32,8	32,6	29,4
		S-464 CIVIA	R-M-M-R	33,9	33,7	29,3
		S-465 CIVIA	R-M-M-M-R	34,8	34,6	31,4
		S-449	M1-M2-R-M2-M1	35,0	34,8	37,8
		S-470	M-R-R	38,4	38,1	35,2
ALTA VELOCIDAD	**Monobloque con amortiguación media / ISO 3095:2013 [Bien mantenido y muy liso (E)]**	**S-100**	M-R1-6R2-R1-M	37,9	37,6	32,6
		S-112	M-R1-11R2-M	37,6	37,4	33,0
ANCHO VARIABLE	**Monobloque con amortiguación blanda / Red media (M)**	**S-252 TALGO**	2M-1R1-8R2	39,8	39,4	35,5
RAM	**Monobloque con amortiguación blanda / Red media (M)**	**Locomotora eléctrica 619**	M-5R	39,0	38,7	42,0
		Locomotora diésel 315	M-5R	39,2	39	42,4
CONVENCIONAL	**Monobloque con amortiguación dura / ISO 3095:2013 [Bien mantenido y muy liso (E)]**	**Locomotora eléctrica 251**	M-5R	44,2	43,9	42,7
		Locomotora diésel 319	M-5R	45,3	45	43,9

4 Análisis y discusión

4.1 Análisis estadístico de la potencia sonora emitida por cada tren

Un ANOVA de medidas repetidas con una corrección de Greenhouse-Geisser determinó que la estimación de potencia radiada difería de manera estadísticamente significativamente entre los 5 softwares seleccionados (codificados como A, B, C, D y E), con un valor del estadístico $F(1{,}332, 22{,}642) = 15{,}242$, $p < 0{,}001$, para un nivel de confianza del 95%. Se incluye en la figura 1 un boxplot (o diagrama de cajas) que resumen de un vistazo cómo se distribuyen los valores por cuartiles, mostrando qué softwares no están en los cuartiles centrales y cuales se muestran como valores atípicos (outliers).

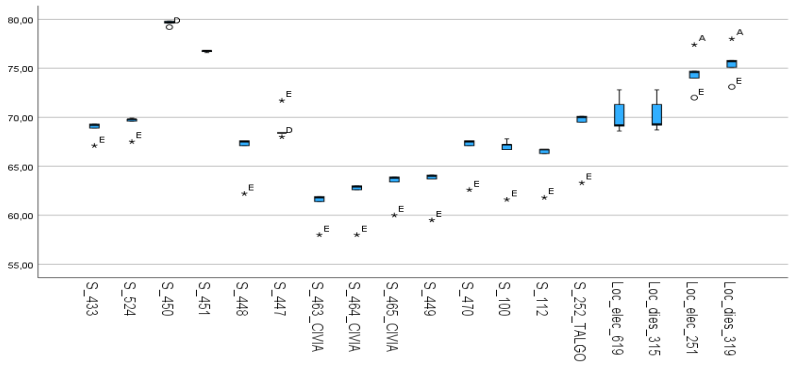


Figura 1 – Boxplot de las distribuciones de las estimaciones de potencia radiada, tren a tren.

A continuación, se lleva a cabo un test post-hoc de Bonferroni para estimar si hay una diferencia significativa software a software en su cálculo de la potencia sonora. El replanteamiento de la prueba de Bonferroni para 5 softwares implica que el p-value < 0,01 para admitir que el resultado del test de pares es estadísticamente significativo. Diferencias significativas en las medias se establecen entre:

- El software A en comparación con el resto es el que da valores medios de potencia sonora más altos en los trenes analizados, pero estas diferencias son significativas sólo con E.
    - A-E. +3,339 (CI del 95 %, 1,399-5,279), p < 0,001). Que debe interpretarse: +3,339 dB (Diferencia entre las medias de A y E) CI (Índice de confianza) del 95 %. Intervalo de confianza del 95% para las diferencias en la media (desde 1,399 dB a 5,279 dB). Estando el "p-value" por debajo de 0,01 para el 95% de CI (p < 0,001) implica que los resultados alcanzados son significativos.
- El software B en comparación con C, D y E muestra valores medios de potencia sonora más altos, aunque muy parecidos a C. Las diferencias se hacen significativas con D y E.
    - B-D 0,472 (CI del 95 %, 0,342 a 0,602) dB, p < 0,001).
    - B-E 2,667 (CI del 95 %, 0,422 a 4,91) dB, p = 0,01).
- El software C en comparación con D y E conduce a valores de potencia sonora más altos. Las diferencias se hacen significativas con D y E.
    - C-D 0,428 (CI del 95 %, 0,251 a 0,604) dB, p < 0,001).
    - C-E 2,822 (CI del 95 %, 0,350 a 4,995) dB, p = 0,01).
- El software D en comparación con E genera valores más altos de potencia sonora en los trenes analizados. Las diferencias se hacen significativas con B y C, como ya se ha comprobado.
- El software E es el que proporciona valores más bajos potencia sonora teniendo en cuenta los 18 trenes. Las diferencias se hacen significativas con A, B y C, como ya se ha comprobado, pero no con D.

4.2 Análisis estadístico de la prueba de presión sonora calculada en en receptor virtual LAeq

En este caso se ejecutó un test de Friedman que evalúa las diferencias entre medianas en lugar de las medias. Se puede deducir de los datos que existe una diferencia estadísticamente significativa en las presiones sonoras estimadas por los 3 softwares (recodificados nuevamente como F, G y H), $\chi 2(2) = 14.778$, $p < 0.001$ para un nivel de confianza del 95%. La figura 2 nos explica cómo se distribuyen las estimaciones derivadas de los 18 trenes en el sonómetro virtual. Para el software F, la media es 39,5 dB, la mediana es 39,1 dB y la moda es de 38,4 dB y la desviación estándar es 4,42 dB, estando los valores en un rango de 16,7 dB, cuyos valores mínimos y máximos son [32,8 dB ; 49,5 dB]. Para el software G, la media es 39,2 dB, la mediana es 38,8 dB y la moda es de 39 dB y la desviación estándar es 4,47 dB,

estando los valores en un rango de 16,5 dB, cuyos valores mínimos y máximos son [32,6 dB ; 49,1 dB]. Para el software H, la media de las estimaciones es 38 dB, la mediana es de 38,1 dB y las modas son múltiples, siendo la desviación estándar es 5,9 dB, y estando los valores en un rango de 20 dB, cuyos valores mínimos y máximos son [29,3 dB ; 49,3 dB].

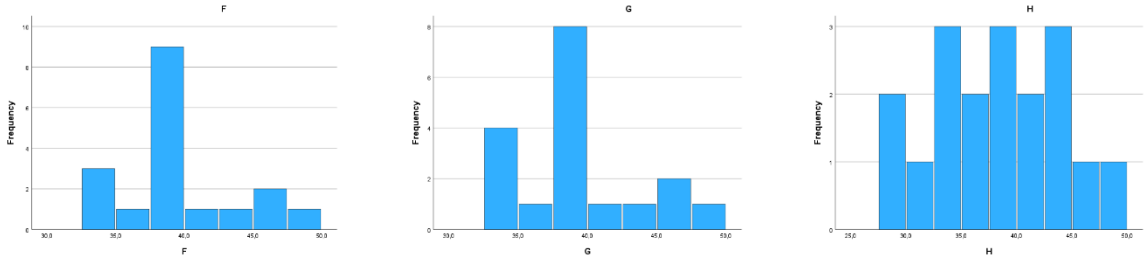


Figura 2 – Histogramas con las distribuciones de las estimaciones de las presiones sonoras de los 18 trenes para los softwares F, G y H.

Para comparar los softwares dos a dos se realizó un análisis post hoc con pruebas de rangos con signo de Wilcoxon aplicando una corrección de Bonferroni. Esta prueba no paramétrica sirve para comparar la mediana de dos muestras relacionadas y determinar si existen diferencias entre ellas. El nuevo nivel de significancia corregido es de $p < 0,017$ para un 95% de índice de confianza. Esto nos lleva a apreciar las siguientes diferencias significativas en las medinas:

- El software F en comparación con el resto es el que da valores más altos pero estas diferencias son solo significativas con G ($Z = 2,98$, $p = 0,003$).
- Aunque las diferencias son mayores no son significativas entre F y H ($Z = 2,091$, $p = 0,036$); ni entre G y H ($Z = 1,721$, $p = 0,085$).

4.3 Discusión y conclusiones

Como usuarios de software necesitamos tener confianza en las herramientas de trabajo. Sería recomendable que las administraciones responsables tuviesen un sistema interno de control de calidad que sirva como garante adicional para los trabajos de acústica de ferrocarriles. Este podría estar basado en un test de inter-comparación para calcular la incertidumbre de las predicciones realizadas por los softwares y su contraste con medidas in-situ. Lo que está en juego es la confianza en que las inversiones públicas para dimensionar las medidas correctoras frente al impacto del ruido por el tráfico de ferrocarriles se apliquen correctamente.

Que uno de los softwares presente más diferencias frente al resto no quiere decir que sea menos fiable respecto a la realidad. No estamos en condiciones de dar un dictamen, de ahí que traslademos esta revisión al comité ISO 17534.

Podemos de esta discusión extraer 2 conclusiones de este estudio previo:

1. Tras analizar en un estudio de naturaleza preliminar 5 software disponibles en el mercado para comparar la potencia sonora estimada en condiciones de simulación muy simples y netamente idénticas para 18 trenes españoles distintos llegamos a la conclusión siguiente. De las 10 posibles comparaciones dos a dos, cinco de ellas muestras diferencias significativas en el cálculo de emisión de potencia sonora. Y son las denominadas: A-E; B-D; B-E¸ C-D y C-E.

2. Tras analizar si esas diferencias podrían ser minimizadas por la directividad y otras condiciones de cálculo dentro de la caja negra que es en definitiva un software comercial, analizamos 3 software para comparar los niveles de presión sonora calculada tras la simulación de 18 trenes distintos con unas condiciones de contorno muy simples y netamente idénticas llegamos a la conclusión siguiente. De las 3 posibles comparaciones dos a dos, una de ellas muestras diferencias significativas en el cálculo presión sonora. Y son las denominadas: F-G. En el caso de H la varianza es tan grande que absorbe la capacidad de decisión de la hipótesis con la pareja.

Este es un paso inicial que abre el estudio a la existencia de correlación entre emisión e inmisión y estudios más centrados en la categorización de trenes: solamente mercancías, o alta velocidad, etc.

Referencias

[1] ISO 17534-1:2015. Acoustics — Software for the calculation of sound outdoors. Part 1: Quality requirements and quality assurance.

[2] ISO/TR 17534-2:2014. Acoustics — Software for the calculation of sound outdoors. Part 2: General recommendations for test cases and quality assurance interface.

[3] ISO/TR 17534-3:2015. Acoustics — Software for the calculation of sound outdoors. Part 3: Recommendations for quality assured implementation of ISO 9613-2 in software according to ISO 17534-1.

[4] ISO/TR 17534-4:2020. Acoustics — Software for the calculation of sound outdoors. Part 4: Recommendations for a quality assured implementation of the COMMISSION DIRECTIVE (EU) 2015/996 in software according to ISO 17534-1.

[5] ADIF (2023). Guía para la aplicación del método CNOSSOS-EU en la modelización del ruido producido por las circulaciones ferroviarias en las infraestructuras de ADIF y ADIF AV. 1ª EDICIÓN: NOVIEMBRE 2023 (Rev. 2).

[6] Directiva Delegada (UE) 2021/1226 de la Comisión de 21 de diciembre de 2020 por la que se modifica, para adaptarlo al progreso científico y técnico, el anexo II de la Directiva 2002/49/CE del Parlamento Europeo y del Consejo en cuanto a los métodos comunes para la evaluación del ruido.

[7] Directiva (UE) 2015/996 de la Comisión, de 19 de mayo de 2015, por la que se establecen métodos comunes de evaluación del ruido en virtud de la Directiva 2002/49/CE del Parlamento Europeo y del Consejo.

[8] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico – CEDEX. 2021-2022. Guía básica de recomendaciones para la aplicación de los métodos comunes de evaluación del ruido en Europa (CNOSSOS-EU).

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MONITORIZAÇÃO DO RUÍDO AMBIENTAL DE UM FESTIVAL DE VERÃO

Manuel Matos[1,2], Nelson Silva[1,3], Hugo Silva[1,3], Joel Preto Paulo[4,5]

[1] Departamento de Engenharia Química do ISEL - Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, IPL - Instituto Politécnico de Lisboa, Portugal
manuel.matos@isel.pt, nelson.silva@isel.pt, hugo.felix.silva@isel.pt
[2] IT- Instituto de Telecomunicações, Portugal
[3] Centro de Química Estrutural, Institute of Molecular Sciences, Faculdade de Ciências, Universidade de Lisboa, Portugal
[4] LAA - Laboratório de Áudio e Acústica do ISEL - Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, IPL - Instituto Politécnico de Lisboa, Portugal
joel.paulo@isel.pt
[5] NOVA – LINCS, Lisboa, Portugal

Resumo

A realização de festivais musicais, nomeadamente festivais de verão, tornou-se uma prática comum em muitas cidades. São exemplos destes eventos o Rock in Rio, o festival de Glastonbury e o Loollapalooza, entre muitos outros. Estes eventos, com a duração de vários dias, envolvem a participação de grandes nomes da música e atraem multidões. O seu impacto nas populações locais assume várias formas, desde os congestionamentos no trânsito, o aumento da poluição do ar e de poluição sonora. É este impacto que se avaliará para o Festival Sol da Caparica que se realiza anualmente na cidade da Costa da Caparica situada a 25 km de Lisboa, em Portugal.
Durante a realização deste festival foi monitorizado o ruído ambiente em dois locais equidistantes do palco do festival, mas situados em direções opostas. Os registos foram realizados em contínuo e durante todos os dias de realização do festival. Foi registada a intensidade sonora e também foi realizado um registo áudio para identificação dos eventos sonoros. O perfil sonoro registado durante o festival mostra máximos próximos de 90 dB(A) com um perfil típico a mostrar valores médios horários de 80 dB(A) entre as 17 e as 3 h. Apenas entre as 3 h e as 8 h de cada dia, os níveis sonoros descem para médias horárias próximas de 50 dB(A). Constatou-se que durante os dias de realização do festival não são cumpridos os limites legais de exposição ao ruído definidos na legislação portuguesa (Decreto-Lei 9/2007). Os valores de exposição diários poderão ser impactantes sob ponto de vista de uma elevada dose de ruído a que as populações são expostas. Está também em causa o repouso dos habitantes nas redondezas destes eventos. Evidencia-se que os locais para a realização destes festivais deverão ser criteriosamente escolhidos pelas autarquias de modo a minimizar os efeitos nas populações.

Palavras-chave: Ruído ambiental, Festivais de música, Diretiva Europeia do Ruído Ambiental, Ruído e saúde, Monitorização contínua do ruído.

Abstract

Music festivals, particularly summer festivals, has become a common practice in many cities. Examples of these events include Rock in Rio, the Glastonbury festival and Loollapalooza, among many others. These events, lasting several days, involve the participation of big names in music and attract huge crowds. Its impact on local populations takes many forms, from traffic congestion to increased air pollution and noise pollution. It is this impact that will be evaluated for the Sol da Caparica Festival, which takes place annually in the city of Costa da Caparica, located 25 km from Lisbon, in Portugal. During this festival, ambient noise was monitored in two locations equidistant from the festival stage, but located in opposite directions. Records were made continuously and during every day of the festival. The sound intensity was recorded and an audio recording was also made to identify the sound events. The sound profile recorded during the festival shows maximums close to 90 dB(A) with a typical profile showing hourly average values of 80 dB(A) between 5 pm and 3 am. Just between 3 am and 8 am each day, sound levels drop to hourly averages close to 50 dB(A). It was found that during the festival days, the legal limits of exposure to noise defined in Portuguese legislation (Decree-Law 9/2007) are not complied with. Daily exposure values may be impactful from the point of view of the high dose of noise to which populations are exposed. The rest of the inhabitants in the vicinity of these events are also at stake. It is clear that the locations for holding these festivals must be carefully chosen by city halls in order to minimize the effects on the population.

Keywords:
Environmental noise, Music festivals, European Environmental Noise Directive, Noise and health, Continuous noise monitoring.

PACS no.: 43.28.Hr, 43.50.Rq, 43.50.Sr, 43.50.Yw

1 Introdução

A realização de festivais musicais, nomeadamente durante o verão tornou-se habitual nas grandes cidades, mas também em cidades médias e mesmo pequenas vilas. Este é um modo de atração de turistas e visitantes às cidades e também como elemento dinamizador junto dos jovens e da população em geral. [1, 2, 3, 4,]. Grandes festivais como Rock in Rio tornaram-se atrações em várias cidades onde replicaram a sua existência. A realização destes festivais tornou-se mesmo uma imagem de marca para algumas localidades e a sua realização tornou-se habitual e repetida todos os anos. Festivais como o festival de Glastonbury e o Loollapalooza são exemplos desta realidade, entre outros referidos na literatura [5, 6, 7, 8]. Em Portugal, nomeadamente nas grades cidades como Lisboa e Porto é já habitual a realização de grandes festivais de verão. Também as cidades mais pequenas se juntaram a esta dinâmica com a realização dos seus festivais de verão. Um destes exemplos é o festival "Sol da Caparica" realizado na cidade da Costa da Caparica, uma cidade a cerca de 20 km de Lisboa, no concelho de Almada, situada numa zona de praias. A afluência de muitos turistas às praias, conjugada com uma elevada densidade populacional existente na zona, motiva a realização destes festivais, sempre com muita assistência e êxito garantido. O festival em causa é diretamente dinamizado pela Câmara Municipal de Almada (CMA) o que garante a realização num local público privilegiado e a prática de preços baixos para os bilhetes devido ao apoio oficial da Câmara Municipal. Também o licenciamento do Festival é facilitado pois as licenças, nomeadamente a Licença Especial de Ruído, é emitida pela Câmara Municipal de Almada.

A realização não é um facto pacífico para a população e nos últimos anos apareceram mesmo algumas tentativas de protesto locais e nas redes sociais. Os motivos invocados são a realização do Festival num parque urbano junto à praia (Parque Urbano da Costa da Caparica em S.to António da Caparica) que

fica indisponível para a população durante o mês de Agosto, o mês de lazer por excelência, a afluência de público ao festival que sobrecarrega o estacionamento, a circulação automóvel e pedonal, o sistema de recolha de lixo, a restauração e também pelo ruído provocada durante a noite. É este o nosso centro de atenção, o estudo do potencial impacto do ruído na população que habita ou passa férias em redor do Parque onde se realiza o Festival (Figura 1). A sul do parque existe uma zona habitacional consolidada salpicada com alguns hotéis e residências permanentes e de verão. Mais a sul, a cerca de 600 m, temos o núcleo urbano da cidade da Costa da Caparica com uma densidade habitacional bastante alta e que aumenta bastante na época de verão. A norte do Parque Urbano existem diversos parques de campismo, entre eles o parque Nacional de Escotismo, o Parque de Campismo ORBITUR da Costa da Caparica e o Parque de Campismo e Colónia de Férias da Guarda Nacional Republicana, uma das polícias nacionais. Mais a norte existem outros parques de campismo, como o Clube de Campismo de Lisboa, o Parque da INATEL e alguns edifícios de habitação (núcleo e Torres de S. João).
Com este envolvimento será de verificar se a realização do Festival Sol da Caparica se mostra relevante em termos de incómodo sonoro para as populações em seu redor, enquadrado na Diretiva Europeia de Ruído Ambiental [9, 10].



Figura 1 – Localização do local de realização do festival.

Para a avaliação do impacto do ruído na vizinhança, foi monitorizado o som do Festival em contínuo e durante os dias da sua realização através de duas estações de monitorização do som, uma a norte e outra a sul do festival conforme se detalha no ponto de Materiais e Métodos.

2 Materiais e Métodos

2.1 Caracterização dos locais de monitorização do ruído ambiental

As campanhas de monitorização do som para avaliação do ruído ambiental decorreram em dois locais distintos com instalações de estações de monitorização conforme se mostra na Figura 2. O primeiro local, assinalado como PE (Parque de Escoteiros), situava-se na entrada do Parque Nacional de Escotismo da Caparica (PNEC), no lado norte do local do festival. O segundo local situava-se no terraço de um pequeno hotel (HO), no lado sul do local do festival. Ambos os locais estavam em linha de vista com o palco com a particularidade do local HO se situar na frente direta do palco, na zona de maior emissão sonora e o local PE se situar nas traseiras-direita do palco do festival. Ambos os locais distavam cerca de 200 m do palco principal do festival.
O amostrador sonoro do local PE foi colocado no chão com o microfone a cerca de 1,60 m do chão. Entre este amostrador e entre as colunas do palco principal existia alguma vegetação e estruturas de apoio como tendas de venda de alimentação e outros produtos. O amostrador em HO foi colocado no terraço do hotel a cerca de 8 m de altitude e, pela sua altura, em "linha de vista" e sem qualquer obstáculo até às colunas de som do palco principal.



Figura 2 – Localização dos dois locais de monitorização (PE e HO) face ao Palco Principal do festival.

2.2 Equipamento de medição de ruído

Neste trabalho de monitorização de ruído no Festival Sol da Caparica foram usados, em cada estação de monitorização, telemóveis da marca Apple (modelos 6 e 6plus) acoplados a microfones externos iMM-6

da Daytona Audio. O software de registo e controlo de som utilizado foi a aplicação SPLnFFT (para iOS), desenvolvida por Fabien Lefebvre [11]. A escolha desta aplicação deve-se ao facto de ser considerada uma das aplicações mais consistentes em termos de capacidade de medição de ruído ambiente com precisão. De acordo com o estudo de Kardous e Shaw [12] a utilização de microfones externos calibrados aumenta muito a precisão das medições de ruído realizadas com smartphones. Os microfones são adquiridos calibrados e a aplicação de software usada permite que se carregue o ficheiro de calibração dos microfones. Este conjunto de hardware/software foi aquele que nos estudos efetuado por Kardous e Shaw [11, 12], obteve o melhor desempenho e o menor erro (cerca de 2 dB) face a um sonómetro calibrado. De salientar que cada conjunto de registo e medição de som, telemóvel, software e microfone foram previamente calibrados numa câmara anecóica utilizando equipamentos de referência também eles previamente calibrados face a referências sonoras. Os desvios dos diversos conjuntos Telemóvel/Microfone/Software utilizados nunca ultrapassaram os 1.2 dB.

Para registo do som utilizaram-se gravadores digitais de marca Sony (modelo PAX-470) permitindo a gravação contínua do som em formato MP3 durante toda a campanha. Os equipamentos foram colocados em caixas estanques, alimentadas com energia elétrica. Cada caixa de registo de som continha o seguinte equipamento:

- Um telemóvel para medida e registo da intensidade sonora, utilizando um filtro de ponderação A;
- Um gravador digital SONY para gravação contínua do som;
- Dois microfones externos – um ligado ao telemóvel e outro ligado ao gravador de som;
- Um hot spot para ligação à internet;
- Um termómetro e um higrómetro;
- Um ponto de alimentação de energia.

Os microfones foram fixos no exterior da caixa através de uma haste metálica de 1,6 m e ligados a cada um dos equipamentos de medição e registo de som (telemóvel e gravador).

As caixas estanques garantiam a proteção do equipamento face às intempéries. Os microfones foram protegidos com espumas anti-vento e seguindo o indicado nas regras de monitorização [13, 14]. O termómetro e higrómetro registavam também os parâmetros máximos e mínimos destas grandezas, permitindo assim acompanhar a temperatura e humidade dentro da caixa. Esta medição foi particularmente importante nos dias com temperaturas mais elevadas.

2.3 Recolha de dados

A recolha de dados foi efetuada em contínuo durante a realização do festival de 2022 (11 a 15 de Agosto) e prolongou-se por mais dois dias, 16 e 17 de Agosto. Durante a campanha, diariamente, houve uma visita aos locais de monitorização, sensivelmente à mesma hora, para recolher o registo de dados e verificar o bom funcionamento dos equipamentos. Os dados recolhidos pelos telemóveis eram descarregados via internet para uma conta Dropbox e os gravados nos ficheiros de áudio do gravador eram transferidos para um computador portátil. Registava-se a hora das transferências de dados bem com as temperaturas (máxima, mínima desde o dia anterior e atual) e humidade (máximo, mínimo desde o dia anterior e atual).

Os dados foram recolhidos a cada oitava de segundo, em modo de integração FAST e também em modo SLOW. A partir destes dados de origem são produzidos valores médios para cada segundo, cada minuto, cada cinco minutos, cada 15 minutos e para cada hora. Utilizou-se a equação (1) para a realização dos cálculos.

Adicionalmente recolheram-se outras informações que podem ajudar justificar e a correlacionar o ruído medido. Foram recolhidos dados das condições meteorológica dos dias da campanha, nomeadamente: temperatura, velocidade do vento, rajada de vento, direção do vento, precipitação e humidade. Foram também recolhidos os dados de atuação de cada banda ou artista do festival.

2.4 Tratamento de resultados

Neste trabalho utilizou-se a equação 1 para calcular o nível de pressão sonora, utilizando médias intermédias de 15 min (7 200 oitavos de segundo). Adotou-se este intervalo por ser o período mínimo passível de utilizar em medições de ruído ambiental [13, 14, 15]. Este cálculo foi repetido para todos os dias de realização do festival e os resultados serão apresentados à frente.

$$L_{total} = 10 \times log_{10}\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{L_i}{10}}\right] \quad (1)$$

Nesta equação, L_i representa é o nível de pressão sonora (dB) e n o número de períodos a considerar.
Em seguida, utilizou-se as equações 2, 3 e 4 (Decreto-Lei n.º 9/2007 de 17 de janeiro) para calcular os indicadores de ruído diurno, de ruído ao entardecer e ruído noturno, L_d, L_e e L_n, respetivamente. Foi considerando como período diurno entre as 7 e as 20 horas, o período do entardecer entre as 20 e as 23 horas e período noturno entre as 23 e as 7 horas do dia seguinte [15].

$$L_d = 10 \times log_{10}\frac{1}{13}\left[\sum_{i=1}^{13} 10^{\frac{L_i eq,h}{10}}\right] \quad (2)$$

$$L_e = 10 \times log_{10}\frac{1}{3}\left[\sum_{i=1}^{3} 10^{\frac{L_i eq,h}{10}}\right] \quad (3)$$

$$L_n = 10 \times log_{10}\frac{1}{8}\left[\sum_{i=1}^{8} 10^{\frac{L_i eq,h}{10}}\right] \quad (4)$$

Nestas equações L_d, L_e *e* L_n, são os indicadores de ruído diurno, ruído do entardecer e ruído noturno, respetivamente e $L_{i\ eq,h}$ o nível equivalente de pressão sonora numa hora no período respetivo.
O indicador de ruído diurno-entardecer-noturno (L_{den}), associado ao incómodo global durante 24 h, com uma penalização de 10 dB(A) para o ruído noturno e uma penalização de 5 dB(A) para o ruído do entardecer foi determinado utilizando a equação 5.

$$L_{den} = 10 \times log_{10}\frac{1}{24}\left(13 \times 10^{\frac{L_d}{10}} + 3 \times 10^{\frac{L_e+5}{10}} + 8 \times 10^{\frac{Ln+10}{10}}\right) \quad (5)$$

3 Resultados e Discussão

Os dados recolhidos em contínuo foram descarregados e tratados uma folha de cálculo. Após o tratamento de dados, optou-se por mostrar os dados segmentados pelos indicadores L_d, L_e, L_n e o indicador cumulativo L_{den}. Para os indicadores com limite legal definido foi também apresentado esse limite na representação gráfica.
Na figura 3 mostra-se o perfil de ruído registado nos dois locais de monitorização (HO e PE) e nos períodos que compoem o indicador L_{den} para os dias 13 e 14 de Agosto de 2022, um sábado, dia intenso do festival. Neste registo o constata-se que desde o início da manhã se registam elevadas intensidades sonoras. Muita desta atividade é devida ao "sound check" e ensaio dos artistas que actuam nesse dia. Apenas após as três horas da manhã se regista alguma acalmia. Durante todo o período de actividade no

festival registam-se intensidades sonoras em redor dos 80 dB(A) com interrupções bem pronunciadas em alguns períodos correspondentes às interrupção de espetáculo, entre os diversos artistas que atuam.

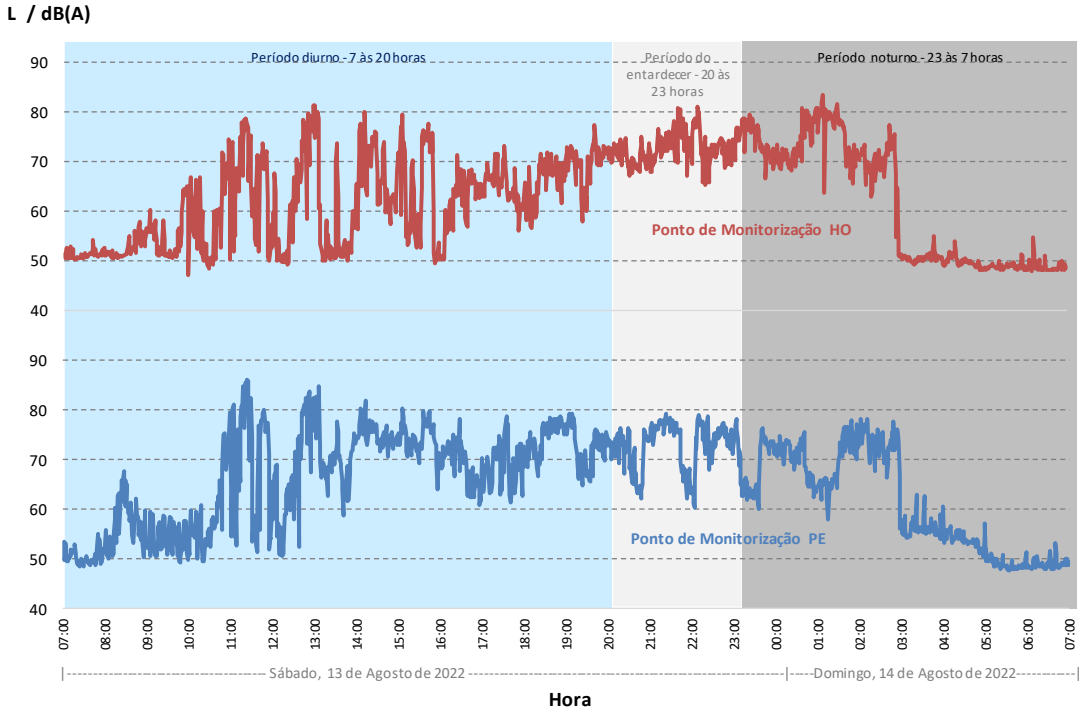


Figura 3 – Perfil de ruído registado nos dias 13 e 14 (madrugada), contemplando os vários períodos que compõem o indicador L_{den} e para os dois locais de Monotorização.

Os valores máximos de intensidade sonora ultrapassaram, por vezes os 100 dB(A) conforme mostrado na tabela 1. Muitos deste valores de pico serão impactantes para a saúde e constata-se que os seus valores são sempre superiores a 90 dB(A).

Tabela 1 – Valores de pico registados em cada dia do festival.

Dia	Local	dB(A)	Hora
11- Agosto	HO	114.44	15:25:24
	PE	101.99	15:46:11
12- Agosto	HO	97.51	2:19:52
	PE	94.57	2:11:48
13- Agosto	HO	95.61	11:09:22
	PE	93.55	15:03:29
14- Agosto	HO	94.67	17:01:34
	PE	93.80	10:25:01
15- Agosto	HO	94.75	11:19:13
	PE	90:49	1:04:36
16- Agosto	HO	95.28	2:45:43
	PE	94.21	2:43:00

Os valores apresentados na tabela a não revelam uma sitematização no tempo. Alguns dos picos ocorrem durante o dia, provavelmente em sessões de "sound check" ou ensaios dos artistas. Outros picos registam-se durante a noite, durante a atuação dos artistas do festival. De salientar os picos correspondentes ao dia 12 de Agosto que se registaram na madrugada, muito provavelmente durante o último concerto da noite.
Nas Figuras 4, 5 e 6 mostram-se os registos durante os períodos *d* (diurno), *e* (entardecer) e *n* (noturno) utilizando as médias horárias. Nestas figuras, constata-se que nos dias 16 e 17 se regista um abaixamento do registo sonoro, com a consequente diminuição do valor de exposição ao ruído por parte das populações junto aos parque. Retirando da análise os dias 16 e 17, constata-se que a intensidade sonora no período *d* (7 às 20 horas) se situa em redor dos 65-75 dB(A) como se observa na figura 4. Verifica-se também que nos dias 16 e 17 há um abaixamento da intensidade sonora no local PE mas os valores registados em HO continuam bastante altos.

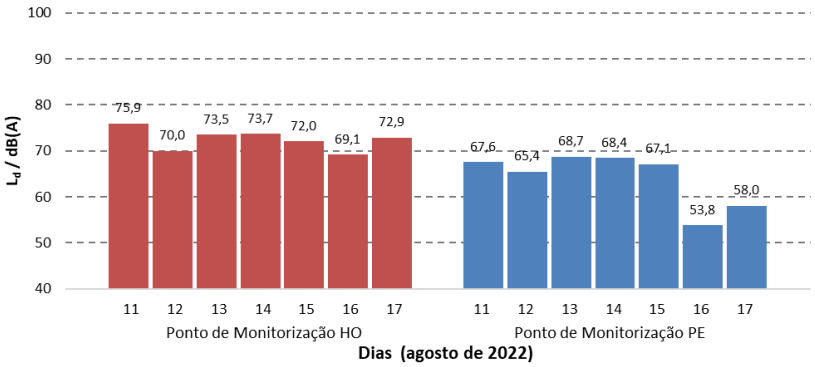


Figura 4 – Intensidade de ruído registado nos dias do festival, nos dois locais de monotorização e para o indicador L_d (7 às 20 horas).

Na Figura 5 pode observar-se a exposição sonora do período entardecer, L_e para os vários dias em que se realizou o festival. Também nesta figura se constata que as intensidades sonoras se situam entre os 65 e os 75 dB(A). No último dia do festival, essencialmente com atividades para crianças a decorrer no período diurno, verifica-se uma diminuição da intensidade sonora no local PE. No ponto HO o ruído é ainda significativo, provavelmente devido a atividades de desmontagem do festival. Haverá que salientar que o período de entardecer é o mais curto de todos os períodos de amostragem (20 às 23 h) pelo que o seu valor dever ser encarado com a devida ponderação no indicador diário de ruído.

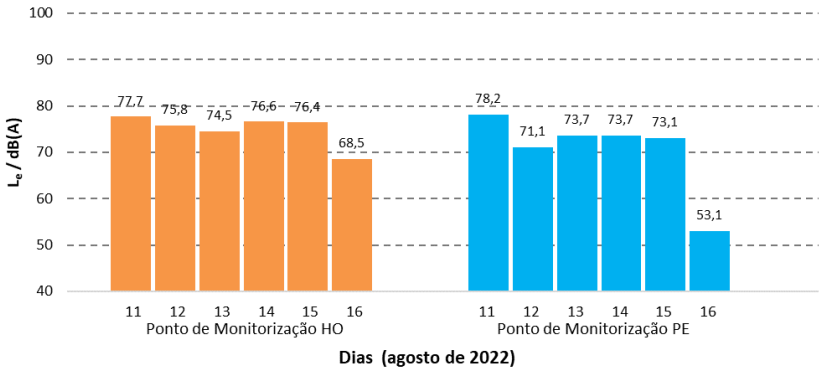


Figura 5 – Intensidade de ruído registado nos dias 13 e 14 (madrugada), contemplando os vários períodos que compõem o indicador L_{den} e para os dois locais de monotorização.

Na Figura 6 mostra-se, para cada dia de monitorização, a intensidade de ruído registada no período noturno, ou seja entre as 23 h de um dia e as 7 h do dia seguinte. Constata-se que os níveis de ruído se situam entre os 79 e 80 dB(A). Apenas no dia 16 se observam valores mais baixos. Estes valores têm em conta a madrugada do dia 17. Neste período já não decorreram actividades musicais no festival. De salientar, e como é assinalado na figura, o limite legal para L_n é de 55 dB(A), valor que é largamente ultrapassado nos dias de festival [16].

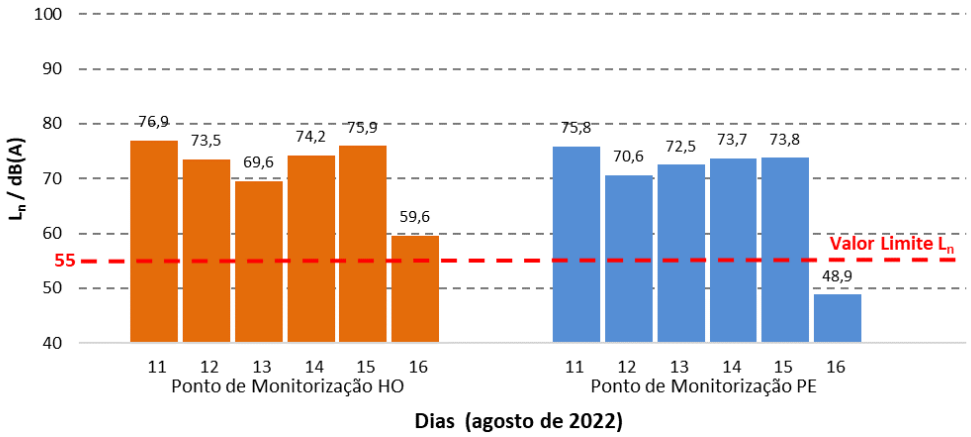


Figura 6 – Intensidade de ruído registado nos dias 13 e 14 (madrugada), contemplando os vários períodos que compõem o indicador L_{den} e para os dois locais de monotorização.

Quando se analisam os valores do indicador global L_{den}, mostrados na Figura 7, e cujo limite legal é de 65 dB(A), mais uma vez se constata que em todos os dias do festival se ultrapassam os limites legais. Os valores diários situam-se na vizinhança dos 80 dB(A) nos dias de realização do festival (11, 12, 13, 14 e 15). O dia 16 ainda contempla valores de medição noturna contabilizados no dia 15 pois os concertos deste dia estendem-se pela madrugada de dia 16. O local PE apresenta, nos últimos dias, valore mais baixos quando comparado com HO refletindo a sua posição ligeiramente atrás do palco e menos relevante no registo das atividades de montagem/desmontagem do festival.

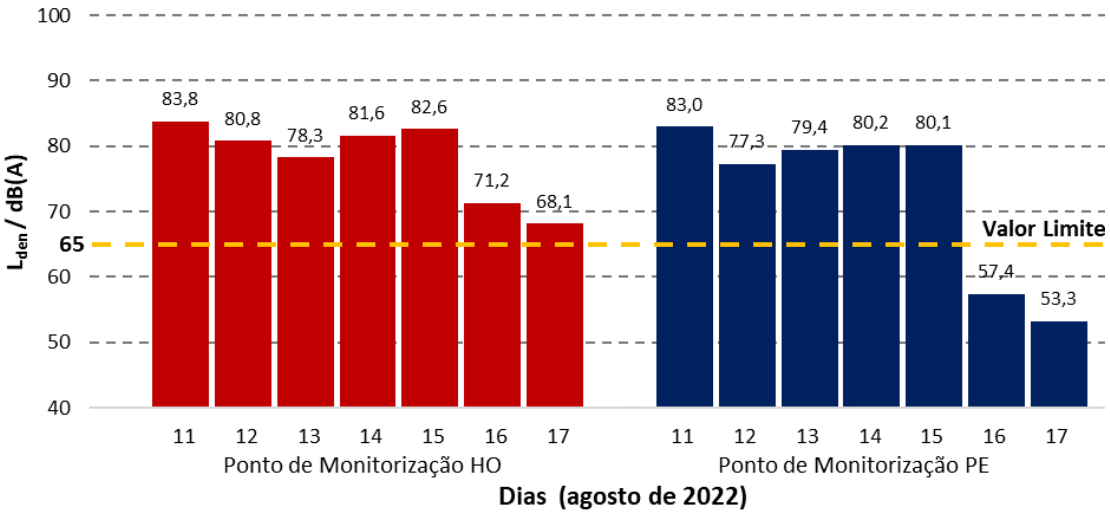


Figura 7 – Intensidade do ruído registado nos dias 13 e 14 (madrugada), contemplando os vários períodos que compõem o indicador L_{den} e para os dois locais de monotorização.

4 Conclusões

Pelos dados apresentados, e tratando-se de uma monitorização em contínuo, contata-se que, na vizinhança do parque onde se realiza o festival, não são cumpridos os limites legais definidos para a exposição ao ruído ambiental das populações vizinhas. A intensidade sonora é até bastante elevada apresentando valores em redor dos 80 dB(A) para o indicador L_{den}. Este é um valor impactante até porque é uma média de 24 h revelando que existirão valores de pico mais elevados. Esta constatação é corroborada pelos valores máximos de pico sonoro que atingem mais de 100 dB(A). O incómodo para as populações vizinhas será notório.
Para minimizar o impacto da realização do festival nas populações vizinhas, sugere-se a utilização de uma rede de monitorização, nos limites do parque, ligada à sala de controlo do som do festival. Esta rede permitiria uma monitorização em contínuo permitindo o controlo em tempo real do som emitido. Este sistema poderia estar também ligado a limitadores de som que controlariam a potência sonora emitida no festival. Uma solução mais sólida seria deslocar o festival para locais de baixa ou muito baixa densidade populacional. As vizinhas praias de S. João seria uma hipótese a considerar. Em Lisboa o Festival Rock-in-Rio foi deslocado para um parque da cidade com poucos habitantes na sua vizinhança. Como foi demonstrado neste estudo há um real impacto destes eventos no bem-estar, e até mesmo na saúde, das populações vizinhas aos mesmos. As organizações estatais e municipais deverão ter em conta o impacto destas atividades aquando da realização destas iniciativas. O facto de ser da sua competência a emissão das Licenças Especiais de Ruído tal não as deve isentar de responsabilidades perante os impactos provocados nas populações.

Agradecimentos

Os autores agradecem aos dirigentes do Corpo Nacional de Escoteiros e à gestão do Villa Caparica Hostel pelas facilidades de acesso à suas instalações e pelo fornecimento de energia para alimentar a estação de monitorização. Aos colaboradores locais de ambas as estruturas agradecemos a simpatia e ajuda na logística diária.

Referências

[1] Lakin, C., Brown, S., Williams, M. (2001). Noise monitoring at Glastonbury Festival, Noise & Vibration Worldwide.

[2] Mercier, V., D. Luy, B. W. Hohmann (2003). The sound exposure of the audience at a music festival. Noise and Health 5.19:51.

[3] Kok, M. (2015). Sound Level Measurements & Control at Large Dance Events. Audio Engineering Society Conference: 58th International Conference: Music Induced Hearing Disorders. Audio Engineering Society.

[4] Hill, A. J., Mulder, J., Kok, M., Burton, J., Kociper, A., Berrios, A., (2019). A case study on sound level monitoring and management at large-scale music festivals. Proceedings of the Institute of Acoustics, Vol. 41. Pt. 3.

[5] Wheeler, P., Sharp, D., Taherzadeh, S. (2020). An evaluation of UK and international guidance for the control of noise at outdoor events. Vol. 42. Pt. 3.

[6] Tronstad, T.V. (2015). Hearing Measurements During Two Norwegian Music Festivals. Audio Engineering Society Conference: 58th International Conference: Music Induced Hearing Disorders. Audio Engineering Society.

[7] Zhao, F., Manchaiah, V.K., French, D., Price, S.M. (2010). Music exposure and hearing disorders: an overview. International journal of audiology 49.1: 54-64.

[8] Tronstad, T.V., Gelderblom, F. B. (2016). Sound exposure during outdoor music festivals. Noise & Health 18.83: 220.

[9] Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise.

[10] WHO (2018) Environmental Noise Guidelines for the European Region. ISBN 978 92 890 5356 3.

[11] Kardous, C. A., & Shaw, P. B. (2014). Evaluation of smartphone sound measurement applications. *The Journal of the Acoustical Society of America*, *135*(4), EL186–EL192. https://doi.org/10.1121/1.4865269.

[12] Kardous, C. A., & Shaw, P. B. (2016). Evaluation of smartphone sound measurement applications (apps) using external microphones—A follow-up study . *The Journal of the Acoustical Society of America*, *140*(4), EL327–EL333. https://doi.org/10.1121/1.4964639.

[13] NP ISO 1996-1 (2019), Acústica. Descrição, medição e avaliação do ruído ambiente. Parte 1: Grandezas fundamentais e métodos de avaliação.

[14] NP ISO 1996-2 (2019), Acústica. Descrição, medição e avaliação do ruído ambiente. Parte 2: Determinação dos níveis de pressão sonora.

[15] Decreto-Lei n.º9/2007, de 17 de janeiro, Regulamento Geral do Ruído.

[16] APA (2020). Guia prático para medições de ruído ambiente, no contexto do Regulamento Geral do Ruído tendo em conta a NP ISO 1996

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ESTÁNDARES DE MEDIDA DE AISLAMIENTO DE PANTALLAS ACÚSTICAS: "EL BUENO, EL FEO Y EL MALO"

Javier Redondo[1], Jaime Galiana-Nieves[1], David Ramirez-Solana[2], Rubén Picó[1]

[1] Universitat Politècnica de València. Instituto de Investigación para la Gestión Integrada de zonas Costeras, Paranimf 1, Grao de Gandia, Valencia (Spain);
{fredondo@fis.upv.es, jaiganie@doctor.upv.es, rpico@fis.upv.es}
[2] Dipartimento di Ingegneria Elettrica e dell'Informazione, Politecnico di Bari, Via Orabona, 4, 70125 Bari, (Italy)
{david.ramirezsolana@poliba.it}

Resumen
La medición de las características acústicas intrínsecas de las pantallas acústicas, y en concreto el aislamiento acústico, viene definido por dos estándares: EN 1793-2:2019 y EN 1793-6:2019+A1:2022. El primera está pensada para casos en los que la pantalla se encuentre en condiciones de campo difuso mientras que el segundo aplica en aquellos casos en que tan sólo incida sobre la pantalla el campo directo. Así, la primera supone una incidencia aleatoria mientras que la segunda supone una incidencia normal. En la inmensa mayoría de los casos, el sonido no llega a la pantalla de manera aleatoria, pero tampoco lo hace exclusivamente en incidencia normal. Esto hace que ninguno de los estándares se corresponda con una situación realista. En el presente trabajo se presenta un estudio numérico de cual son las diferencias entre los resultados proporcionados por ambos métodos y también el de una hipotética técnica de medida que permitiera considerar la contribución de todos los ángulos de incidencia ajustándose a la forma en el sonido incide sobre las pantallas en condiciones reales. Se evidencia que, en pantallas con aislamientos fuertemente dependientes del ángulo, los resultados de las tres técnicas son muy diferentes.

Palabras clave: estándares de medida, pantallas acústicas, cristales de sonido, simulación numérica.

Abstract
The measurement of the intrinsic acoustic characteristics of noise barriers, and in particular the sound insulation, is established by two standards: EN 1793-2:2019 and EN 1793-6:2019+A1:2022. The former is intended for cases where the screen is in diffuse field conditions while the latter applies in cases where only the direct field is impinging on the screen. Thus, the former assumes random incidence while the latter assumes normal incidence. In the majority of cases, the sound does not reach the screen randomly, but neither only at normal incidence. This means that neither standard corresponds to a realistic situation. This paper presents a numerical study of the differences between the results provided by the two methods and also of a hypothetical measurement technique that would allow the contribution of all angles of incidence to be taken into account, adjusting to the way sound hits the screens in real conditions. It is shown that, in screens with strongly angle-dependent isolations, the results of the three techniques are very different.

Keywords: measurement standards, noise barriers, sonic crystals, numerical simulation.

PACS nº. 43.55.−n, 43.55. Rg, 43.58.−e

1 Introducción

El transporte constituye uno de los mayores problemas medioambientales en general por la emisión de sustancias químicas y en particular por la contaminación sonora. Dado que la movilidad de transportes y mercancías es inevitable, se pueden tan sólo mitigar parcialmente los efectos nocivos del ruido. Es bien sabido que existe diferentes estrategias para reducir la molestia, actuando sobre la fuente (reducción del ruido de motor y rodadura) o sobre los receptores (mejora del aislamiento acústica de las fachadas), pero generalmente, no existe otra opción que actuar sobre la propagación del sonido entre ambos (fuente y receptor). Nos referimos a las pantallas acústicas, muy extendidas a pesar de que su eficiencia es muy reducida en la mayoría de las situaciones.

Para poder planificar o proyectar soluciones basadas en la instalación de pantallas acústicas se hace necesario conocer sus características acústicas intrínsecas, tanto su aislamiento como su absorción. En particular en lo tocante al aislamiento, existen dos normas que vienen a estandarizar la medición de su aislamiento. El estándar EN 1793-2:2019 [1] (en lo sucesivo Método de cámara de transmisión) establece un tipo de ensayo en laboratorio inspirado en el utilizado en el campo de la acústica arquitectónica que se desarrolla en cámara de transmisión. Por otra parte, el estándar EN 1793-6:2019+A1:2022 [2] (en lo sucesivo Método in situ) establece un relativamente novedoso método de medida que se realiza directamente en el lugar de instalación de la pantalla. Obviamente, el primero supone someter la pantalla a un campo sonoro difuso mientras que en el segundo existe una total falta de reflexiones. Si bien el segundo método ya se ha convertido en el más extendido en muchos países, el primero sigue siendo utilizado en muchos países (entre otros Portugal y España) dado que numerosos laboratorios tienen experiencia de varias décadas realizando este tipo de mediciones, así como la complejidad del postprocesado necesario para aplicar el segundo método.

A parte del lugar de realización de las mediciones, y el postprocesado necesario, ambos métodos asumen condiciones del campo sonoro incidente completamente diferentes. En el primero el campo sonoro que incide sobre la barrera es difuso, mientras que, en el segundo, la incidencia es básicamente normal a la superficie definida por la pantalla. En condiciones prácticas, el sonido se genera a lo largo de una línea, bien sea una carretera, autovía, autopista, etc, o vía ferroviaria. Por lo tanto, el sonido incide sobre la pantalla fundamentalmente sobre un plano. Cabría por lo tanto establecer un hipotético tercer método basado el sonido incide sobre la barrera en una situación realista. A este modo de evaluación lo denominaremos Método realista.

A parte de otros aspectos, los tres métodos establecen unas ponderaciones angulares claramente diferentes. En otras palabras, el peso o relevancia de cada posible ángulo es completamente diferente en cada método. La siguiente tabla resume dichas diferencias añadiendo una denominación alternativa.

Tabla 1 – Ponderaciones angulares establecidos por los tres métodos comparados en este trabajo

Método	**Ponderación angular**
Cámara de transmisión / El feo	Ecuación de Paris (incidencia aleatoria)
In situ / El malo	Sólo incidencia normal
Realista / El bueno	Sólo plano horizontal

Como se mostrará más adelante, en pantallas con una variación pequeña del aislamiento (o coeficiente de transmisión) frente a la dirección de incidencia, estas diferencias no son notables. Por el contrario, existen dispositivos en los que la variación angular de estos parámetros puede ser muy fuerte los resultados de los tres métodos comparados en este trabajo son muy dispares. Uno de los casos en que la variación angular del aislamiento es relativamente importante es el de las pantallas basadas en cristales

de sonido. Este tipo de dispositivos consiste en una disposición periódica de dispersores (cilindros). Fueron propuestos hace más de dos décadas [3-4] y han despertado un gran interés en la comunidad científica dado que proporcionan un elevado aislamiento sin por ello impedir el paso del viento ni obstaculizar el paso de agua, evitando así acumulaciones en caso de fuertes lluvias. Aunque su elevado coste y la falta de aislamiento en algunos rangos frecuenciales hace que aún no se hayan instalado este tipo de dispositivos. El principio de funcionamiento de las pantallas basadas en cristales de sonido es la existencia de bandgaps (bandas prohibidas) que ocurren para múltiplos enteros de la frecuencia asociada a la longitud de onda igual a dos veces la distancia mínima entre los dispersores.
En el presente trabajo se comparan mediante simulación numérica los resultados de las tres técnicas anteriormente citadas tanto para pantallas homogéneas como para pantallas basadas en cristales de sonido. En la siguiente sección se presentará la técnica numérica utilizada, así como los cálculos del aislamiento de cada uno de los tres métodos. En la sección 3 se mostrarán los resultados y finalmente en la sección 4 se mostrarán las conclusiones extraídas del presente trabajo.

2 Método de simulación numérico y cálculo de parámetros

2.1 Método de simulación numérica

Por conveniencia hemos elegido el método de las diferencias finitas en dominio frequencial (Finite difference time domain – FDTD) para realizar las simulaciones de los métodos considerados. Este método se basa en la discretización del dominio de simulación, convirtiendo mediante el uso de diferencias finitas las ecuaciones de conservación de la masa y conservación del momento en ecuaciones de actualización para la presión y la velocidad de partícula que permiten, tras un número de iteraciones, obtener la evolución del campo sonoro. Para más detalles consultar [5].
El estudio de estructuras periódicas hace especialmente adecuado el uso de considiones de contorno periódicas [6]. Existen diferentes técnicas para tratar problemas en los que la estructura bajo análisis es periódica. De entre estas técnicas destaca por su sencillez el método de seno-coseno, en el que por contra de lo que se hace habitualmente en FDTD, se consideran una a una las frecuencias de interes.

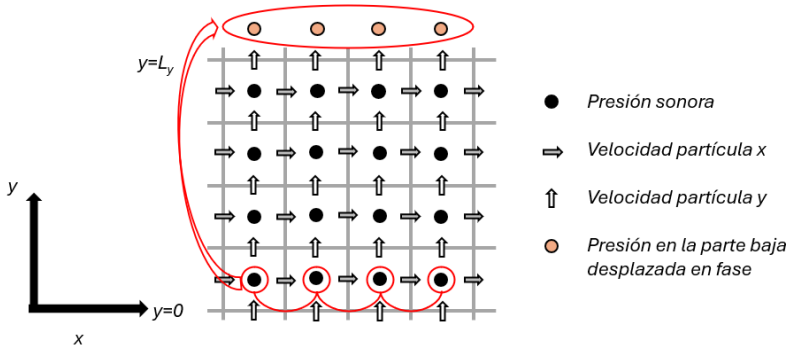


Figura 1 – Condiciones de contorno periódicas en FDTD

El esquema presentado en la figura 1 ilustra el funcionamiento del método. Supongamos que se considera un dominio en el que imponemos condiciones de contorno periódicas en los limites inferior y superior (y=0 y y=L_y). Para conseguir una condición de contorno periódica en la parte superior, a cada paso temporal, se debe copiar en la parte superior (y=L_y) los valores de presión sonora de la parte baja de la simulación (y=0) multiplicados por un factor de fase que viene dado por:

$$p(y = L_y) = p(y = L_y) \cdot e^{-k_y \cdot L_y} = p(y = L_y) \cdot e^{-k \cdot sin(\theta) \cdot L_y}, \quad (1)$$

donde k es el número de onda. Si se repite el proceso en la parte baja, se puede obtener la actualización de la componente vertical (y) de la velocidad de partícula a través del cálculo directo del gradiente de la matriz de presiones. Para más detalles consultar [6].
La figura 2 ilustra el esquema de simulación completo, incluyendo a modo de ejemplo un cristal de sonido. Se imponen condiciones de contorno en los extremos inferior y superior. Para evitar reflexiones en las terminaciones del dominio de integración se incluyen dos PML a izquierda y derecha. En la parte izquierda se define una fuente sonora emitiendo una honda plana cuyo vector de onda subtiende un ángulo θ con el eje de las x. En la parte derecha, a una distancia suficiente de la estructura bajo análisis, se sitúa un conjunto de micrófonos.

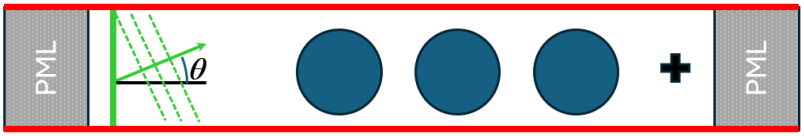


Figura 2 – Esquema de simulación FDTD. Condiciones de contorno absorbentes (PML) en izquierda y derecha. Arriba y abajo (líneas rojas) condiciones de contorno periódica. En la izquierda excitación de la malla (verde), onda plana con un ángulo θ con el eje x. La cruz marca la posición de uno de los micrófonos.

Dado que se consideran ondas planas, para el cálculo del coeficiente de transmisión, se puede simplemente comparar el campo con y sin la estructura bajo análisis, evitando así la intromisión de reflexiones si se considerara el campo incidente. Una vez obtenido el coeficiente de transmisión se puede obtener directamente el aislamiento (índice de reducción sonora, R).
Es importante mencionar que las estructuras bajo análisis son tridimensionales y las diferencias entre los métodos están asociadas a como se consideran las tres dimensiones del espacio. La figura 3 ilustra la geometría bajo análisis, así como los ángulos en coordenadas esféricas que se deben utilizar para realizar los promediados angulares de cada uno de los métodos.

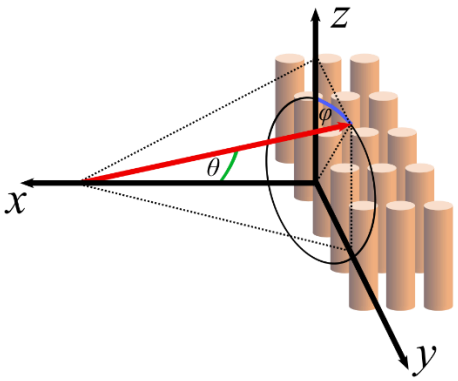


Figura 3 – Geometría del problema (caso particular de las pantallas basadas en cristales de sonido). Por conveniencia no se han utilizados las relaciones habituales entre los ejes x y z y los ángulos θ y φ.

2.2 Cálculo del aislamiento según los 3 métodos

2.2.1 Método de Cámara de transmisión. El feo

En el método de Cámara de trasmisión, estandarizado en la norma EN 1793-2:2019, se asumen condiciones de campo difuso de tal manera que la ponderación angular sigue la fórmula de Paris. Esta fórmula en el caso de promediado de coeficientes de transmisión se puede escribir como:

$$\tau(f) = \frac{1}{\varphi_{max}} \frac{\int_0^{\theta max} \int_0^{\varphi max} \tau(\theta,\varphi,f)\, sin\theta cos\theta d\varphi d\theta}{\int_0^{\theta max} sin\theta cos\theta d\theta}, \quad (2)$$

donde $\tau(\theta,\varphi,f)$ es el coeficiente de trasmisión a la frecuencia para los ángulos de incidencia θ y φ. El término *sen·cos* se puede escribir como *sen*$(2\cdot\theta)$, o lo que es lo mismo, el ángulo más relevante es el de 45 grados, mientras que la incidencia normal y la incidencia rasante se desprecian por completo.

2.2.2 Método In situ. El malo

En el método In-Situ, estandarizado en la norma EN 1793-6:2019+A1:2022, tan sólo se considera la incidencia normal. El método se podría extender a ángulos de incidencia diferentes, pero esto haría muy difícil o incluso imposible la eliminación de contribuciones de difracción en la cumbrera.

2.2.3 Método Realista. El bueno

Como ya se ha comentado, en la inmensa mayoría de los casos, las pantallas están lejos de estar bajo un campo sonoro difuso. No obstante, la barrera impide el paso de sonido que llega al receptor (zona a proteger) para diferentes ángulos de incidencia, dado que la fuente sonora es una línea donde las fuentes sonoras (vehículos o trenes) emiten ruido en diferentes posiciones de la línea. Se hace necesario estudiar la contribución de cada porción de la vía. En la figura 4 se ilustra la geometría bajo análisis. Por sencillez situamos el origen de coordenadas en el receptor.

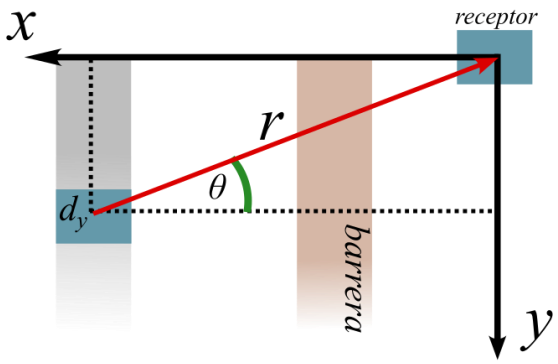


Figura 4 – Geometría de la situación realista.

Si asumimos incoherencia del sonido entre las diferentes fuentes sonoras, se puede calcular la intensidad total que llega al receptor como la suma de las contribuciones de cada elemento diferencial de carretera o vía ferroviaria. Despreciando la atenuación en la propagación, cada elemento diferencial aporta una intensidad sonora (diferencial, *dI*) proporcional a la inversa de la distancia del dicho elemento al receptor:

$$dI = \frac{I_0}{r}dy = \frac{I_0}{x^2+y^2}dy, \tag{3}$$

donde I_0 es proporcional a la potencia por metro de la fuente sonora. De este modo, la intensidad total en el receptor se calcularía como

$$I = \int \frac{I_0}{x^2+y^2}dy, \tag{4}$$

Para resolver esta integral se puede realizar un cambio de variables dado que:

$$y = x\tan\theta, \tag{5a}$$

$$\sqrt{x^2+y^2} = \frac{x}{\cos\theta}, \tag{5b}$$

De la ecuación (5a) podemos deducir el diferencial de y como sigue:

$$dy = \frac{x}{\cos^2\theta}\, d\theta, \tag{6}$$

Utilizando las ecuaciones (5b) y (6) en la ecuación (4), esta última queda de la siguiente manera:

$$I = \int \frac{I_0}{\left(\frac{x}{\cos\theta}\right)^2} \frac{x}{\cos^2\theta}\, d\theta = \int \frac{I_0}{x}\, d\theta, \tag{7}$$

Esta última ecuación es trivial dado que tanto I_0 como x son constantes. Faltaría añadir los límites de integración, [-π/2 + π /2], para obtener finalmente que la intensidad es proporcional a la inversa de la distancia al punto más próximo de la vía. En cualquier caso, lo relevante a efectos de este trabajo es que todos los ángulos son igualmente importantes contribuyendo de igual manera a la intensidad sonora recibida. En otras palabras, atendiendo a este método se deben promediar los coeficientes de transmisión sin coeficiente de ponderación para cada ángulo, pero a diferencia del método de cámara de transmisión, sólo se considera la incidencia en el plano *xy*, o lo que es lo mismo, $\varphi = \pi/2$.

3 Resultados

En esta sección se presentarán los resultados tanto para una pantalla homogénea convencional (es decir, se simula una barrera simplificada sin considerar los postes de montaje y asumiendo que las planchas de material son infinitas o lo que es lo mismo, sus juntas están perfectamente selladas) así como pantallas basadas en cristales de sonido. Por sencillez tan sólo consideraremos aquí cristales de sonido de primera generación, es decir, formados por dispersores completamente rígidos, sin incluir materiales porosos o resonadores de membrana o cavidad.

Para la pantalla homogénea consideraremos un caso representativo de las pantallas que se instalan habitualmente, con una densidad de 15 kg/m^2 y una velocidad equivalente de propagación del sonido de 1400 m/s.

En el caso de los cristales de sonido se utilizarán redes con parámetro de red (lattice constant-lc) de 17 cm, con el propósito de conseguir que el máximo de aislamiento asociado al primer bandgap se encuentre en la frecuencia de 1000Hz, frecuencia más relevante según la norma EN 1793-3 [7]. Se definirán 3 radios de los cristales: 0.50·lc, 0.70·lc, 0.90·lc.

Los parámetros que se miden según las diferentes normas tienen nomenclaturas diferentes. Así el parámetro de asilamiento obtenido mediante la norma EN 1793-2:2019 es el índice de reducción sonora R, mientras que según la norma EN 1793-6:2019+A1:2022 dicho parámetro es el aislamiento sonoro (airborne sound insulation-SI). Así mismo, se puede obtener un parámetro global aplicando una ponderación a cada banda de tercio de octava según la norma EN 1793-3 [7] obteniendo los índices globales DL_R y DL_{SI} respectivamente. En el caso del método que hemos denominado realista, utilizaremos la siguiente nomenclatura, R' para el aislamiento por banda de tercio de octava y DL'_R, para el aislamiento global.

3.1 Resultados para pantalla tradicional simplificada

La figura 5 representa los resultados de los tres métodos para el caso de la pantalla tradicional.

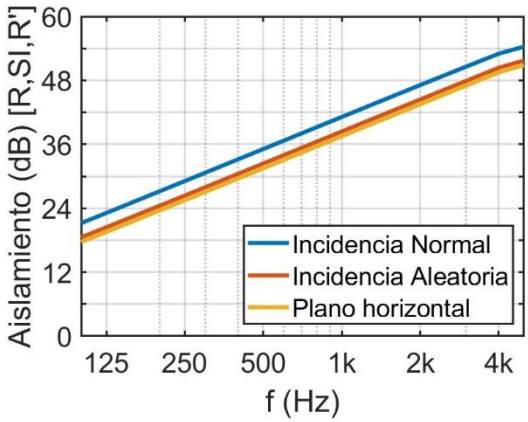


Figura 5 – Resultados de los 3 métodos de obtención del aislamiento.

Respecto a los indicadores globales estos resultan ser. SI=34.31 dB, R=31.60 dB y R' 30.72 dB. Tal y como se ha comentado, en este tipo de barreras las diferencias no son muy relevantes dado que el coeficiente de transmisión tiene una variación suave con respecto al ángulo de incidencia.

3.2 Resultados para pantallas basadas en cristales de sonido

Para ilustrar la variabilidad del aislamiento con el ángulo de incidencia se presenta en la figura 6 El aislamiento para el caso de radio de los dispersores igual al 75% del parámetro de red. Nótese que a 45 grados, el primer band gap, en torno a los 45 grados (ángulo más relevante al promediar mediante la fórmula de Paris [8]), no representa más de 10 dB, mientras que en el máximo (para incidencia normal) es de 22 dB.

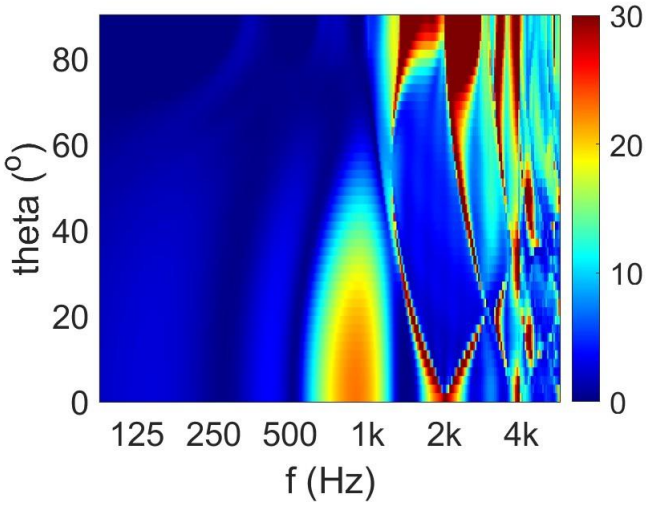


Figura 6 – Aislamiento frente a frecuencia y ángulo de incidencia para un cristal de sonido.

A continuación, en la figura 7, se muestran los resultados de los 3 métodos para los 3 casos de cristales de sonido considerados. Lo primero que se hace evidente, es que el método In situ (*El malo*), basado en la medida exclusivamente de la incidencia normal, sobreestima enormemente el rendimiento de la pantalla. Por su parte, las diferencias entre los otro dos métodos -Cámara de transmisión o incidencia

aleatoria (*El feo*), Realista o incidencia sobre el plano normal (*El bueno*)-, no se hacen especialmente notables salvo en rangos frecuenciales muy concretos.

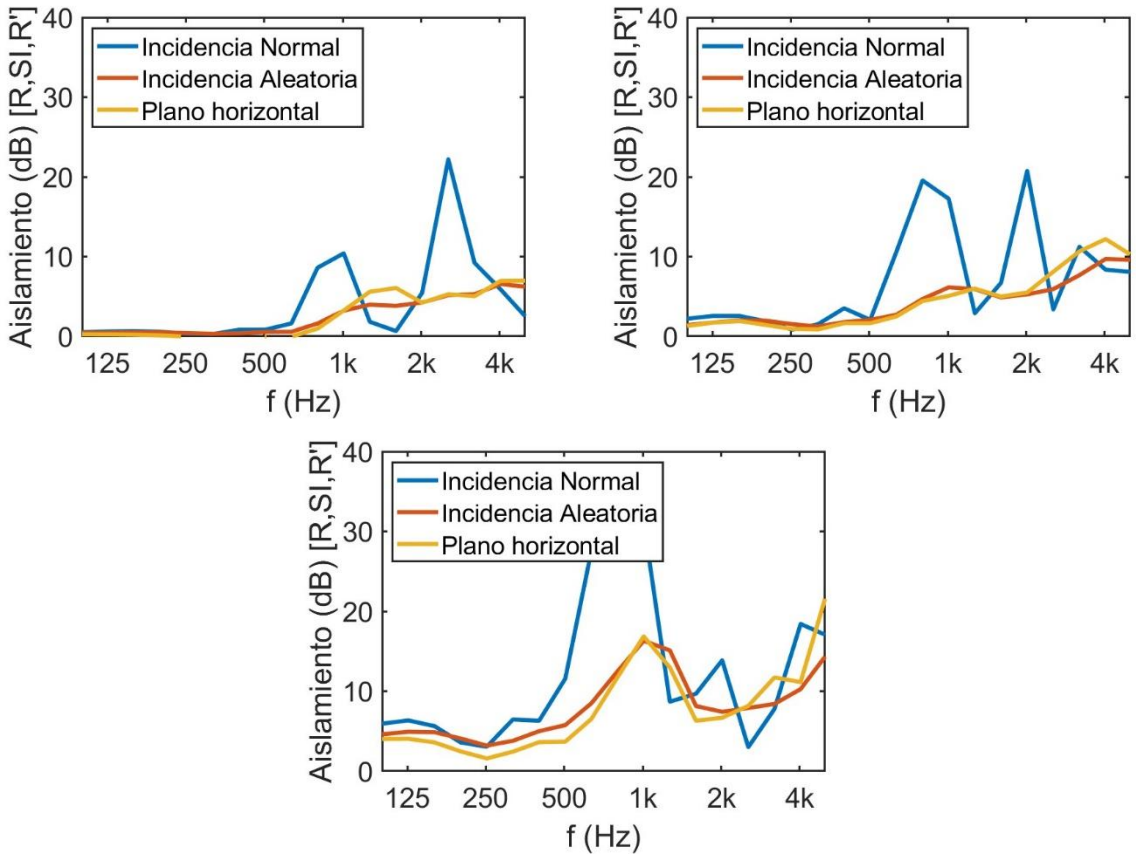


Figura 7 – Resultados de los 3 métodos para los 3 radios de dispersores considerados. Arriba a la izquierda r=0.50*lc, Arriba a la derecha r=0.70*lc, Abajo r=0.90*lc.

Finalmente, la tabla 2 recoge los valores de los indicadores globales. De nuevo destaca la gran diferencia del método in situ, si bien es cierto que para aislamientos grandes (caso r=0.90·lc), se observa una diferencia superior a 1 dB entre los otros dos métodos.

Tabla 2 – Resultados de los indicadores globales para pantallas basadas en cristales de sonido

Método	**Parámetro**	**r=50 %**	**r=70 %**	**r=90 %**
Cámara de transmisión / El feo	DL_R (dB)	2.3	4.1	8.2
In situ / El malo	DL_{SI} (dB)	3.1	5.7	9.2
Realista / El bueno	$DL'_{R'}$ (dB)	2.2	4.0	6.9

4 Conclusiones

Se ha demostrado que en casos en que las pantallas acústicas tienen un aislamiento fuertemente dependiente del ángulo de incidencia, los métodos existentes para cuantificar su aislamiento pueden proporcionar estimaciones muy diferentes.
Si bien las diferencias no se hacen especialmente relevantes entre los métodos de cámara de trasmisión y el que hemos denominado realista (sólo plano horizontal), se puede suponer que de tener en cuenta la atenuación del sonido, los resultados sí serían diferentes. En futuros trabajos se considerará el efecto de dicha fenomenología.
Cabe señalar que el conocimiento de los parámetros que mejor definen la eficiencia reductora de ruido de las pantallas permite plantear parámetros de coste que son fundamentales a la hora de realizar optimizaciones de este tipo de dispositivos.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado parcialmente por el Ministerio de Economía e Innovación (MINECO) y el FEDER de la Unión Europea (proyecto PID2019-109175GB-C22). También ha sido patrocinado por la subvención PID2021-124908NB-I00 financiada por CIN/AEI/10.13039/501100011033/ y por "ERDF A way of making Europe".

Referencias

[1] UNE-EN 1793-2:2019. Dispositivos reductores de ruido de tráfico en carreteras. Método de ensayo para determinar el comportamiento acústico. Parte 2: Características intrínsecas relativas al aislamiento al ruido aéreo en condiciones de campo de sonido difuso.

[2] UNE-EN 1793-6:2019+A1:2022. Dispositivos reductores de ruido de tráfico en carreteras. Método de ensayo para determinar el comportamiento acústico. Parte 6: Características intrínsecas. Valores in situ del aislamiento acústico al ruido aéreo en condiciones de campo sonoro directo.

[3] Sanchez-Perez, J.V.; Rubio, C; Martinez-Sala, R; Sanchez-Grandia, R; Gomez, V; Acoustic barriers based on periodic arrays of Scatterers, Applied Physics Letters, vol. 81, no. 27, pp. 5240–5242, 2002.

[4] M.P. Peiró-Torres, J. Redondo, J.M. Bravo, J.V. Sánchez Pérez, Open Noise Barriers Based on Sonic Crystals. Advances in Noise Control in Transport Infrastructures, Transportation Research Procedia, Volume 18, 2016, Pages 392-398.

[5] J. Redondo, R. Picó, B. Roig, M.R. Avis. Time domain simulation of sound diffusers using finite-difference schemes. Acta Acustica united with Acustica 93(4) July 2007

[6] Taflove, A., Hagness, S. C., & Piket-May, M. (2005). Computational electromagnetics: the finite-difference time-domain method. The Electrical Engineering Handbook, 3(629-670), 15.

[7] EN 1793-3; Road Traffic Noise Reducing Devices—Test Method for Determining the Acoustic Performance—Part 3: Normalized Traffic Noise Spectrum. CEN: Brussels, Belgium, 2012.

[8] E. T. Paris, «On the coefficient of sound-absorption measured by the reverberation method», The London, Edinbrugh, and Dublin Philophical Magazine and Journal of Science, n.o 5:29, pp. 489-497, 1928

Tema 3

Ruído e Vibrações

Ruído e Vibraciones

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

AVANCES EN LA MEDICIÓN DE SALTOS VERTICALES MEDIANTE SONIDO E INTELIGENCIA ARTIFICAL: PRECISIÓN Y PORTABILIDAD

Lucas Banchero[1], José J. López[1]

[1] Instituto ITEAM - Universitat Politècnica de València
{lbanmar@upv.edu.es}

Resumen

La medición precisa de la altura en saltos verticales es crucial para evaluar el rendimiento muscular y la coordinación corporal en deportistas y personas activas. Los métodos tradicionales, como las plataformas de fuerza y los sistemas de captura de movimiento, han sido estándar pero presentan desafíos significativos en términos de portabilidad y complejidad técnica. En respuesta a estas limitaciones, el uso de dispositivos móviles ha ganado atención como una alternativa accesible y efectiva. Este artículo explora avances recientes en la medición de saltos utilizando tecnología de audio y técnicas de Inteligencia Artificial (IA). Se ha desarrollado un algoritmo basado en redes neuronales profundas que permite identificar con precisión los eventos clave de despegue y aterrizaje a partir de grabaciones de sonido. Este enfoque supera los desafíos inherentes al ruido ambiental en entornos deportivos, demostrando una alta precisión y fiabilidad comparada con métodos convencionales. Además, se está investigando una nueva aproximación que optimiza el set-up experimental para hacerlo más práctico y accesible, sin la necesidad de añadir elementos adicionales en los atletas. Estos avances prometen no solo mejorar la precisión de las mediciones, sino también facilitar su implementación en entornos deportivos y de rehabilitación física. Este estudio subraya el potencial transformador de la IA en la evaluación del rendimiento físico, proporcionando herramientas innovadoras y eficaces para profesionales del deporte y la salud.

Palabras clave: salto, audio, smartphone, inteligencia artificial, deporte.

Abstract

Accurate measurement of vertical jump height is crucial for assessing muscular performance and body coordination in athletes and active individuals. Traditional methods such as force platforms and motion capture systems have been standard but pose significant challenges in terms of portability and technical complexity. In response to these limitations, mobile devices have garnered attention as an accessible and effective alternative. This article explores recent advances in jump measurement using audio technology and Artificial Intelligence (AI) techniques. An algorithm based on deep neural networks has been developed to accurately identify key take-off and landing events from sound recordings. This approach overcomes inherent challenges of environmental noise in sports settings, demonstrating high precision and reliability compared to conventional methods. Furthermore, a new approach is being investigated to optimize the experimental setup for increased practicality and accessibility, without the need to add additional elements on athletes. These advancements promise not only to enhance measurement accuracy but also to facilitate implementation in sports and physical rehabilitation settings. This study underscores the transformative potential of AI in evaluating physical performance, providing innovative and effective tools for sports and health professionals.

Keywords: jump, audio, smartphone, artificial intelligence, sport.

PACS nº. 43.60.Bf, 43.60.-c

1 Introducción

La medición precisa de la altura de los saltos es esencial para evaluar la potencia muscular de las extremidades inferiores [1], [2] y la coordinación de todo el cuerpo, tanto en poblaciones atléticas como no atléticas. Los profesionales del deporte utilizan esta medida para estudiar las capacidades neuromusculares y de rendimiento, observando cómo varía la altura del salto en función del rendimiento funcional [3].
Existen tres métodos principales para evaluar la altura del salto: integración numérica de las fuerzas de reacción del suelo mediante plataformas de fuerza [4], seguimiento del centro de gravedad a través de la captura de movimiento biomecánico [5], [6] y la transformación del tiempo de vuelo en altura de salto utilizando cinemática lineal básica [7]. Cada método tiene sus propias ventajas y desventajas en términos de precisión y aplicación práctica.
En el ámbito deportivo, los instrumentos de cronometraje han ganado popularidad debido a su simplicidad, portabilidad y costo accesible en comparación con equipos de laboratorio. Estos dispositivos registran con precisión los momentos clave durante los saltos para calcular parámetros como el desplazamiento del centro de gravedad o la altura del salto [8]. Se han desarrollado varios tipos de colchonetas y sistemas, desde colchonetas de contacto hasta colchonetas de fotocélulas, que utilizan tecnología infrarroja para detectar los eventos de despegue y aterrizaje [9], [10], [11]. Recientemente, han surgido aplicaciones para teléfonos inteligentes que permiten a los usuarios seleccionar manualmente los cuadros de video relevantes para calcular el tiempo de vuelo [12].
A pesar de estas innovaciones, la digitalización manual mediante observación de video presenta desafíos, como limitaciones en la resolución temporal debido a la frecuencia de muestreo de los sensores de imagen y problemas con la velocidad de obturación en condiciones de poca luz [13], [14]. Además, la detección automática basada en audio ha mostrado mejoras en la precisión, aunque presenta desafíos en entornos ruidosos donde pueden surgir falsos positivos debido a interferencias acústicas.
Este artículo introduce un algoritmo avanzado diseñado para operar eficazmente en diversos entornos acústicos, utilizando redes neuronales profundas entrenadas con sonidos específicos de despegue y aterrizaje para mejorar la precisión y reducir errores en la medición.

2 Método con algoritmos clásicos

El algoritmo desarrollado en el estudio [15] se centra en el desarrollo de un método no invasivo para medir la altura de salto mediante el procesamiento de señales de audio. Tradicionalmente, la medición de la altura del salto se realiza con instrumentos de laboratorio como placas de fuerza y sistemas de captura de movimiento en 3D, o con dispositivos más simples como esteras de salto y alfombras de fotocélulas. Sin embargo, estos métodos tienen limitaciones en cuanto a portabilidad y precisión, lo que motiva la búsqueda de una nueva metodología basada en la captura de audio.
El sistema propuesto utiliza un micrófono de smartphone situado cerca de los pies del atleta para capturar el patrón de ondas sonoras durante el salto, tal como se muestra en la Figura 1. Para facilitar la identificación de la fase de despegue, se adhiere una pieza de cinta adhesiva a la suela del zapato del atleta. El algoritmo de procesamiento de señales de audio desarrollado detecta automáticamente los eventos de despegue y aterrizaje, permitiendo calcular el tiempo de vuelo en tiempo real con alta precisión y robustez frente al ruido.
En el experimento participaron 43 individuos, cada uno ejecutando cinco saltos con contramovimiento, totalizando así 215 saltos evaluados. Las mediciones obtenidas mediante el sistema basado en audio fueron contrastadas con las registradas por una estera de salto estándar. Durante los saltos, el micrófono

del smartphone capturó los sonidos emitidos, y un algoritmo avanzado de procesamiento de señales de audio se encargó de identificar de manera automatizada los momentos de despegue y aterrizaje, basándose en los patrones acústicos detectados. Según los resultados del estudio, se determinó que las frecuencias altas predominan durante el despegue, mientras que las frecuencias bajas son más prominentes durante el aterrizaje. Para lograr esta discriminación, la señal de audio fue sometida a filtrado mediante un filtro paso alto y un filtro paso bajo, generando así dos señales filtradas distintas. Posteriormente, se llevó a cabo un análisis detallado de los picos de energía máxima en estas señales filtradas, los cuales fueron identificados como eventos de despegue o aterrizaje respectivamente.

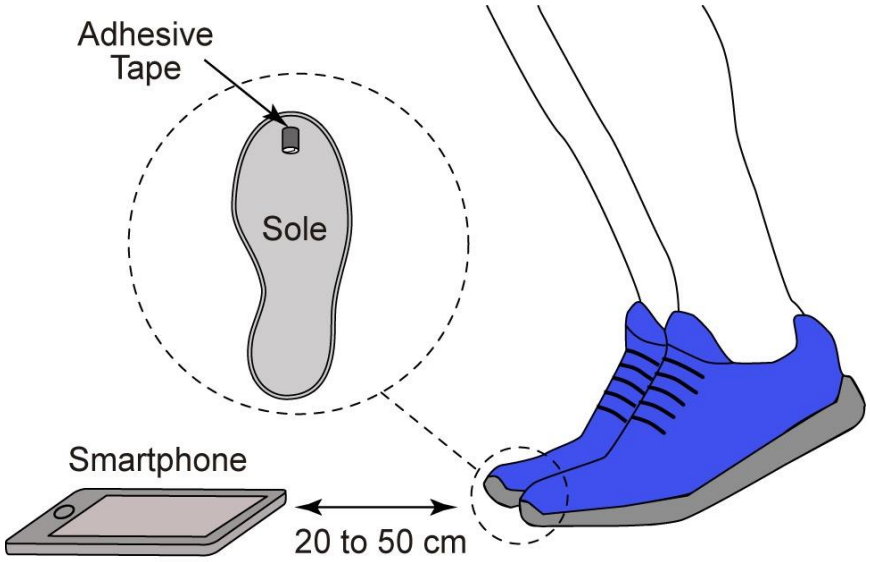


Figura 1. Set-up del experimento de grabación de salto con smartphone

Los resultados mostraron una alta concordancia entre las mediciones del sistema basado en audio y las de la estera de salto. Las estadísticas descriptivas indicaron tiempos de vuelo medios de 451.9 ± 85.8 ms para el sistema basado en audio y 453.7 ± 85.3 ms para la estera de salto. La altura del salto calculada fue de 25.9 ± 9.5 cm para el sistema basado en audio y 26.1 ± 9.5 cm para la estera de salto. El coeficiente de correlación de Pearson mostró una asociación casi perfecta entre los dos sistemas ($r = 0.996$, $p < 0.01$). Además, el coeficiente de correlación intraclase (ICC) mostró una concordancia casi perfecta tanto en consistencia como en acuerdo absoluto para el tiempo de vuelo y la altura del salto (ICC = 0.995–0.997).

La diferencia media entre los instrumentos fue de 1.7 ms para el tiempo de vuelo y 0.18 cm para la altura del salto, ambas diferencias estadísticamente significativas ($p < 0.01$). Los gráficos de Bland-Altman mostraron un alto nivel de acuerdo con un sesgo sistemático bajo y errores aleatorios pequeños. La incertidumbre de las mediciones, dada por el error típico o estándar de estimación (SEE), fue baja: 7.2 ms para el tiempo de vuelo y 0.81 cm para la altura del salto.

En la discusión, se destaca que el sistema desarrollado proporciona una medición precisa y confiable de la altura de salto en tiempo real. Este sistema supera las limitaciones de resolución temporal de las aplicaciones de smartphones existentes y reduce el tiempo de procesamiento manual. Los resultados sugieren que el sistema basado en audio es una herramienta sensible para monitorear cambios en la altura del salto, con una relación señal-ruido favorable. Sin embargo, el estudio no aborda el desempeño del sistema en entornos con niveles de ruido muy altos, como pabellones deportivos concurridos, donde la precisión del sistema puede verse comprometida. Hecho por el cual se desarrolla el segundo método. Éste basado en Inteligencia Artificial.

3 Método basado en Inteligencia Artificial

En [16] aborda las limitaciones del método clásico de medición de altura del salto vertical [15], especialmente en entornos ruidosos donde los ruidos impulsivos y de fondo pueden interferir y distorsionar los eventos de interés, como los sonidos de despegue y aterrizaje durante el salto. Estos desafíos acústicos han sido un obstáculo significativo para la precisión de las mediciones tradicionales, especialmente en la evaluación precisa del rendimiento físico en deportistas y otros individuos activos.
En respuesta a estas dificultades, se ha desarrollado un enfoque innovador utilizando inteligencia artificial. En este estudio, se ha implementado un algoritmo basado en redes neuronales profundas que permite discriminar de manera efectiva entre el ruido ambiental y los eventos clave del salto, utilizando grabaciones de audio capturadas con un teléfono móvil. Aunque la aplicación móvil para el sistema aún está en desarrollo, este avance tecnológico promete ofrecer una solución portátil y accesible para medir la altura del salto vertical con precisión en una variedad de entornos prácticos y deportivos.
Para el desarrollo del sistema, se registraron más de 300 saltos con el fin de entrenar y validar el rendimiento de la red neuronal. La recolección de datos se realizó utilizando un sistema de captura de audio que registraba las ondas sonoras producidas por los atletas durante los saltos. Un micrófono se colocó estratégicamente para captar los sonidos de despegue y aterrizaje. Las grabaciones de audio se realizaron a una frecuencia de muestreo de 48,000 Hz utilizando el sistema de audio de un teléfono inteligente, replicando condiciones similares a las de la digitalización manual de video a través de aplicaciones de teléfonos inteligentes.
El proceso de validación del sistema se llevó a cabo utilizando un tapete de salto validado (Chronojump-Boscosystem) como referencia. Este tapete de salto sirvió como *ground-truth* contra la cual se compararon las mediciones del sistema basado en audio. El estudio incluyó mediciones repetidas de la altura del salto contramovimiento (CMJ) durante una única sesión de prueba. Los sujetos realizaron tres saltos CMJ con un minuto de descanso entre cada uno, tras un calentamiento estandarizado que incluía 5 minutos de carrera con cambios de dirección y 3 minutos de estiramientos dinámicos y ejercicios de movimiento. Solo se consideraron los intentos exitosos que cumplieron con una técnica precisa.

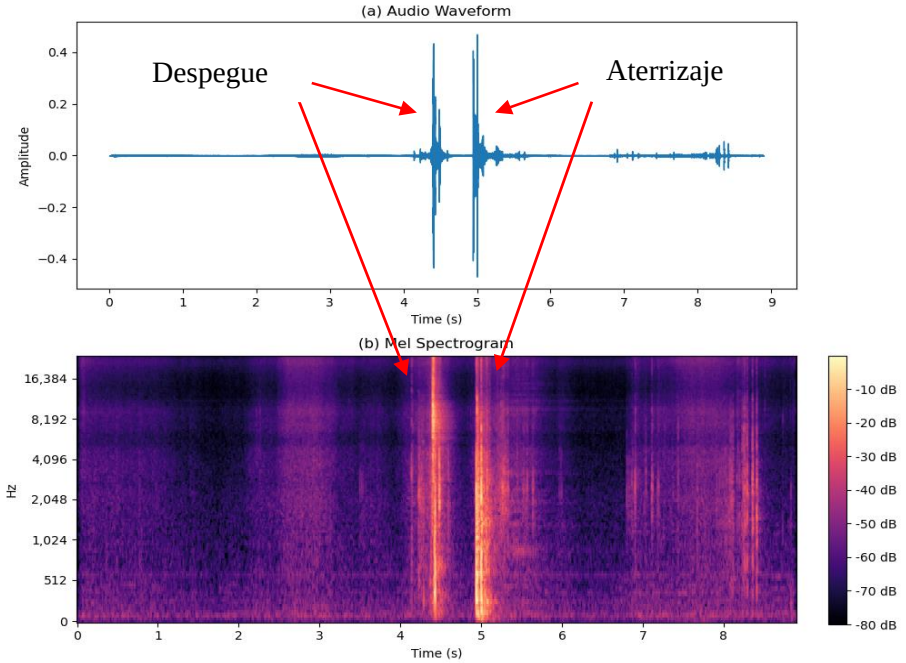


Figura 2. Evento de salto típico: (a) Forma de Onda; (b) Espectrograma de Mel

En cuanto a las características del sistema de audio, los sonidos del despegue y aterrizaje se identificaron y clasificaron utilizando un algoritmo basado en CNN. En estudios previos, se demostró que los algoritmos basados en el procesamiento clásico de señales eran efectivos en ambientes moderadamente ruidosos. Sin embargo, en entornos acústicamente desafiantes, como arenas deportivas abarrotadas o gimnasios durante momentos de ruido impulsivo intenso, estos algoritmos presentaban limitaciones significativas, generando falsos positivos. La nueva aproximación emplea técnicas avanzadas de IA para diferenciar entre el ruido ambiental y los eventos de salto genuinos.
Se utilizó un enfoque que integra parámetros tiempo-frecuencia, como los espectrogramas, en tareas de clasificación mediante redes neuronales convolucionales (CNN). Estos espectrogramas proporcionan una representación completa del contenido frecuencial de la señal a lo largo del tiempo, permitiendo a las CNN discernir patrones y variaciones cruciales para una clasificación precisa. La utilización de la escala de frecuencia Mel en estas tareas resulta particularmente relevante, ofreciendo una resolución logarítmica en el eje de frecuencia que resulta muy efectiva para el análisis de señales sonoras, como se muestra en la Figura 2 del estudio.
Para mejorar la detección de los eventos acústicos, se calcularon más características, como el espectrograma delta y el espectrograma delta-delta, derivados del espectrograma Mel mediante el procesamiento de derivada a lo largo del tiempo. Estas características no solo proporcionan información sobre la energía por banda de frecuencia, sino que también capturan la velocidad y la aceleración de los cambios en el audio, como se ilustra en la Figura 3. Estos atributos son especialmente útiles para identificar con precisión eventos como el despegue y aterrizaje en saltos, donde las regiones de interés muestran características delta y delta-delta más destacadas en comparación con el ruido de fondo, facilitando así la detección precisa del ruido asociado a los saltos.

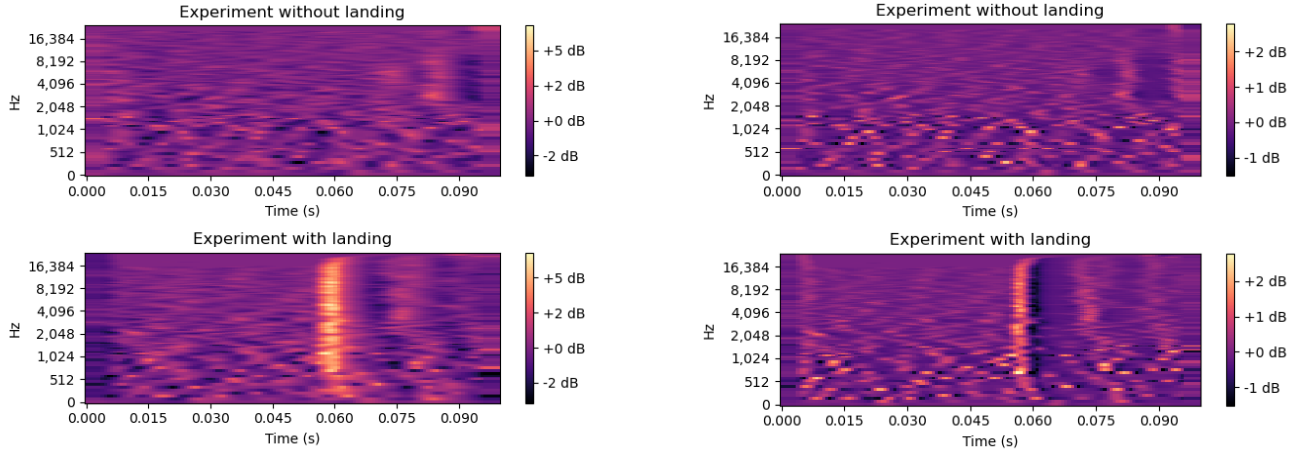


Figura 3. Comparación de espectrogramas Mel para eventos de aterrizaje y no aterrizaje. Izquierda: delta-espectrograma de Mel; Derecha: delta-delta-espectrograma de Mel

El sistema se evaluó en condiciones de ruido de fondo constante, que oscila entre 70 y 90 dBA, típicas en gimnasios y áreas de entrenamiento. Además, se añadieron ruidos impulsivos para simular condiciones más desafiantes, como el ruido de pesas cayendo o el ruido generado por el equipo de entrenamiento. El algoritmo entrenado mostró una robustez considerable, permitiendo una detección precisa de los eventos de salto incluso en presencia de ruido de fondo y ruidos impulsivos.
En términos de resultados, el sistema desarrollado mostró una precisión excelente en ambientes silenciosos y moderadamente ruidosos, y una precisión muy buena en ambientes extremadamente ruidosos. La comparación con el tapete de salto validado indicó que el sistema de audio basado en IA era un instrumento fiable para medir la altura del salto en cualquier tipo de entorno. En los experimentos de validación, los resultados mostraron que el sistema tenía una precisión muy cercana a la del tapete

de salto, con errores promedio inferiores a 1 cm en condiciones ideales y moderadamente ruidosas, y menos de 2 cm en entornos extremadamente ruidosos. Esta precisión es crucial para los profesionales de la ciencia del deporte y los atletas, ya que permite una evaluación precisa y continua del rendimiento físico sin los costos y limitaciones asociados con los métodos tradicionales. Además, la implementación del sistema en forma de una aplicación de teléfono inteligente lo hace accesible y práctico para su uso en diversas configuraciones de entrenamiento y evaluación, desde gimnasios hasta campos deportivos al aire libre.

4 Nueva aproximación sin cinta adhesiva

Con el objetivo de hacer el sistema más accesible y práctico para su uso en diferentes entornos deportivos, se llevaron a cabo experimentos utilizando grabaciones de saltos sin la necesidad de cinta adhesiva en los pies de los sujetos. Esta decisión se basa fundamentalmente a que la eliminación de la cinta adhesiva simplifica significativamente el proceso de preparación previo al salto. Los atletas y usuarios no necesitan aplicar ni retirar cinta adhesiva en sus zapatos, lo cual reduce el tiempo necesario para la configuración y mejora la eficiencia del sistema de medición.
Esta modificación también puede incrementar la aceptación del método entre los atletas y profesionales del deporte, haciendo que sea más atractivo para su implementación en entornos de entrenamiento y evaluación deportiva.

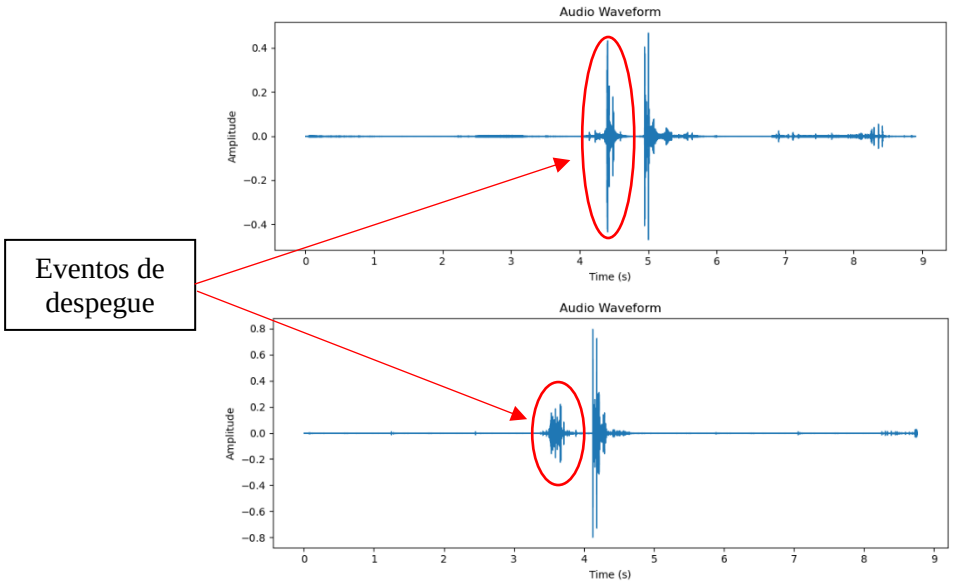


Figura 4. Comparación de forma de onda de evento típico de salto. Arriba: Con cinta adhesiva; Abajo: Sin cinta adhesiva

La modificación en el uso de cinta adhesiva tiene un impacto significativo en el espectrograma de las grabaciones de audio de los saltos, como se puede comprobar en la Figura 4. Se puede observar que, a diferencia de los experimentos anteriores utilizando cinta adhesiva, el crujido de la zapatilla excita menos frecuencias dentro del espectrograma de Mel en comparación con el sistema que empleaba cinta adhesiva. Esta reducción sugiere que podría ser más difícil detectar las señales de despegue, dado que la excitación en frecuencia es menos relevante en esta nueva configuración.
Además, un aspecto a tener en cuenta sabiendo que la energía de la señal de despegue no es la misma con cinta adhesiva que sin la misma, es que, una vez añadido el ruido sintético, como en los experimentos anteriores, se puede observar claramente (Figura 5) cómo el ruido enmascara completamente la señal del crujido de la zapatilla. Sin embargo, en esta aproximación, exploraremos la optimización del

algoritmo para enfocarse únicamente en las frecuencias medias donde ocurre el crujido de la zapatilla, con el fin de evaluar la efectividad del sistema tras eliminar la cinta adhesiva.
Para evaluar la efectividad de esta nueva aproximación, se realizaron experimentos con la participación de 26 nuevos usuarios que usaron diversos tipos de calzado deportivo. Los resultados se detallan en la Figura 6, donde se puede ver la diferencia entre los errores en la detección del despegue y del aterrizaje. A continuación, se detallan los errores medios y las desviaciones estándar en las métricas de tiempo de vuelo, aterrizaje y despegue bajo diferentes condiciones:

- **Tiempo de Vuelo:**
  - Sin ruido: Error medio de 0.01274 segundos, desviación estándar de 0.02311 segundos.
  - Con ruido: Error medio de 0.05629 segundos, desviación estándar de 0.0569segundos.
- **Aterrizaje:**
  - Sin ruido: Error medio de 0.00288 segundos, desviación estándar de 0.00933 segundos.
  - Con ruido: Error medio de 0.00288 segundos, desviación estándar de 0.00933 segundos.
- **Despegue:**
  - Sin ruido: Error medio de 0.0111 segundos, desviación estándar de 0.02188 segundos.
  - Con ruido: Error medio de 0.05474 segundos, desviación estándar de 0.05797 segundos.

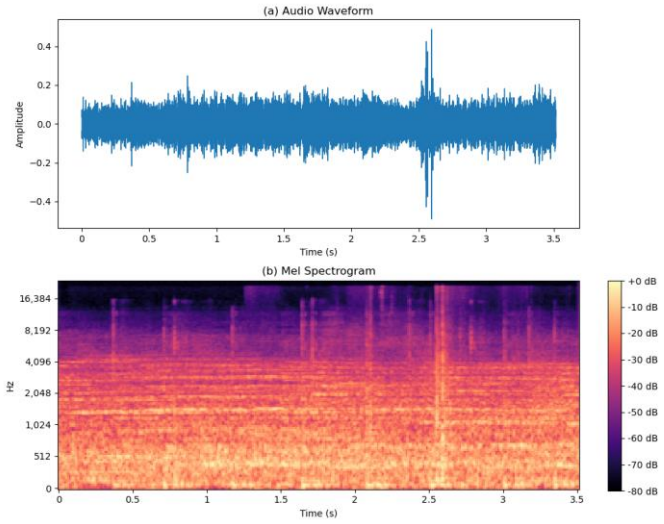


Figura 5. Evento de salto típico con ruido añadido: (a) Forma de Onda; (b) Espectrograma de Mel

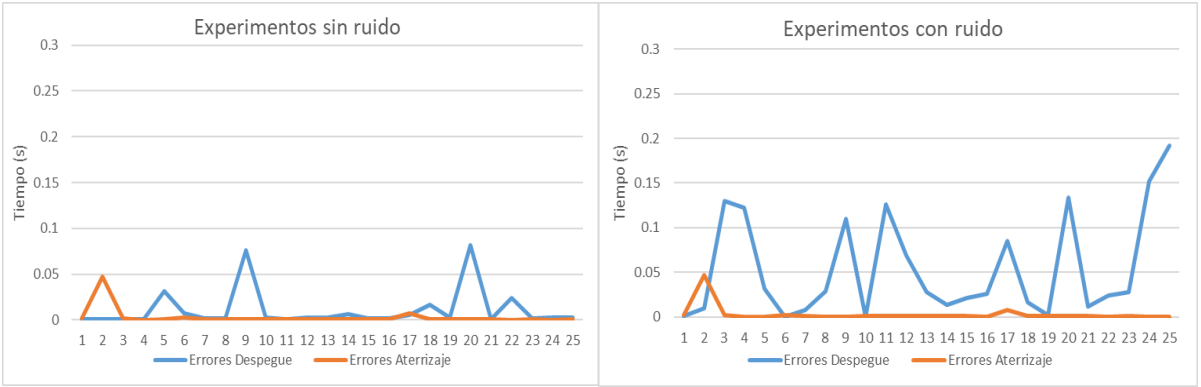


Figura 6. Errores de despegue y de aterrizaje. Izquierda: Experimentos sin ruido; Derecha: Experimentos con ruido; Línea Azul: Errores en despegue; Línea Naranja: Errores en aterrizaje

Como se puede observar en las gráficas anteriores, la detección del aterrizaje muestra una precisión notablemente alta y consistente bajo el nuevo set-up del experimento, proporcionando una localización casi perfecta del evento. Esto indica que la eliminación de la cinta adhesiva no afecta de manera significativa la capacidad del sistema para identificar con precisión el momento de aterrizaje durante los saltos.
Por otro lado, como se esperaba, la supresión de la cinta adhesiva en el experimento ha generado desafíos adicionales en la detección de los segmentos de despegue por parte de la IA. Los resultados muestran que la IA experimenta mayores dificultades en distinguir los momentos precisos de despegue debido a la reducción en la excitación de frecuencias específicas, las cuales anteriormente eran más prominentes con el uso de cinta adhesiva. Esta disminución en la señal de despegue se ve exacerbada en las muestras con ruido ambiental, donde los sonidos impulsivos y el ruido de fondo enmascaran con mayor intensidad la señal deseada.

5 Conclusiones

En esta publicación se han explorado varios avances en la medición de la altura de saltos verticales, destacando tres metodologías distintas que abordan diferentes desafíos y limitaciones técnicas.
En primer lugar, se desarrolló un método inicial utilizando algoritmos clásicos de procesamiento de señales de audio para medir la altura del salto. Este enfoque empleó un micrófono de smartphone cerca de los pies del atleta para capturar las ondas sonoras durante el salto. El algoritmo desarrollado pudo detectar automáticamente los eventos de despegue y aterrizaje, permitiendo calcular el tiempo de vuelo con alta precisión y robustez. Sin embargo, este método requería la colocación de cinta adhesiva en la suela del zapato para mejorar la detección acústica, lo cual limitaba su practicidad en entornos deportivos reales.
En respuesta a las limitaciones encontradas con el método clásico, se desarrolló un enfoque innovador basado en Inteligencia Artificial (IA). Este método utiliza redes neuronales profundas para discriminar de manera efectiva entre el ruido ambiental y los eventos clave del salto, como despegue y aterrizaje. El sistema fue entrenado con más de 300 saltos y validado utilizando un tapete de salto como referencia. La tecnología demostró ser robusta incluso en entornos ruidosos como gimnasios con niveles variables de ruido de fondo y ruidos impulsivos, manteniendo una precisión cercana a la del método tradicional con cinta adhesiva.
Finalmente, se está explorando una nueva aproximación que prescinde del uso de cinta adhesiva. Este enfoque busca ajustar y mejorar los algoritmos de IA para permitir la medición precisa del tiempo de vuelo sin la necesidad de aditamentos adicionales en los atletas. Este desarrollo representa un avance significativo hacia la simplificación del proceso de medición, haciéndolo más accesible y práctico para su implementación en diversos entornos deportivos y de evaluación física.
En conclusión, estos avances en tecnología de medición de saltos verticales subrayan la importancia de la innovación continua en la ciencia del deporte. La integración de IA y técnicas avanzadas de procesamiento de señales promete no solo mejorar la precisión de las mediciones, sino también hacerlas más versátiles y fáciles de implementar en el campo deportivo.

Agradecimientos

Este proyecto ha sido subvencionado con los proyectos SONEM3D (CIAICO/2021/057) y AEOLIAN:OMAP (TED2021-131003B-C22).

Referencias

[1] M. Buchheit, M. Spencer, and S. Ahmaidi, "Reliability, usefulness, and validity of a repeated sprint and jump ability test," *Int J Sports Physiol Perform*, vol. 5, no. 1, 2010, doi: 10.1123/ijspp.5.1.3.

[2] L. Petrigna *et al.*, "A Review of Countermovement and Squat Jump Testing Methods in the Context of Public Health Examination in Adolescence: Reliability and Feasibility of Current Testing Procedures," *Frontiers in Physiology*, vol. 10. 2019. doi: 10.3389/fphys.2019.01384.

[3] C. Bosco, P. Luhtanen, and P. V. Komi, "A simple method for measurement of mechanical power in jumping," *Eur J Appl Physiol Occup Physiol*, vol. 50, no. 2, 1983, doi: 10.1007/BF00422166.

[4] F. Conceição, M. Lewis, H. Lopes, and E. M. M. Fonseca, "An Evaluation of the Accuracy and Precision of Jump Height Measurements Using Different Technologies and Analytical Methods," *Applied Sciences (Switzerland)*, vol. 12, no. 1, 2022, doi: 10.3390/app12010511.

[5] S. Barris and C. Button, "A review of vision-based motion analysis in sport," *Sports Medicine*, vol. 38, no. 12. 2008. doi: 10.2165/00007256-200838120-00006.

[6] J. Xu *et al.*, "A Systematic Review of the Different Calculation Methods for Measuring Jump Height During the Countermovement and Drop Jump Tests," *Sports Medicine*, vol. 53, no. 5. 2023. doi: 10.1007/s40279-023-01828-x.

[7] D. Yamashita, M. Murata, and Y. Inaba, "Effect of landing posture on jump height calculated from flight time," *Applied Sciences (Switzerland)*, vol. 10, no. 3, 2020, doi: 10.3390/app10030776.

[8] M. Buckthorpe, J. Morris, and J. P. Folland, "Validity of vertical jump measurement devices," *J Sports Sci*, vol. 30, no. 1, 2012, doi: 10.1080/02640414.2011.624539.

[9] B. Pueo, P. Lipinska, J. M. Jiménez-Olmedo, P. Zmijewski, and W. G. Hopkins, "Accuracy of jump-mat systems for measuring jump height," *Int J Sports Physiol Perform*, vol. 12, no. 7, 2017, doi: 10.1123/ijspp.2016-0511.

[10] J. García-López, J. C. Morante, A. Ogueta-Alday, and J. A. Rodríguez-Marroyo, "The type of mat (contact vs. photocell) affects vertical jump height estimated from flight time," *J Strength Cond Res*, vol. 27, no. 4, 2013, doi: 10.1519/JSC.0b013e31826520d7.

[11] C. Castagna, M. Ganzetti, M. Ditroilo, M. Giovannelli, A. Rocchetti, and V. Manzi, "Concurrent validity of vertical jump performance assessment systems," *J Strength Cond Res*, vol. 27, no. 3, 2013, doi: 10.1519/JSC.0b013e31825dbcc5.

[12] C. Balsalobre-Fernández, M. Glaister, and R. A. Lockey, "The validity and reliability of an iPhone app for measuring vertical jump performance," *J Sports Sci*, vol. 33, no. 15, 2015, doi: 10.1080/02640414.2014.996184.

[13] N. P. Linthorne, "Analysis of standing vertical jumps using a force platform," *Am J Phys*, vol. 69, no. 11, 2001, doi: 10.1119/1.1397460.

[14] B. Pueo, "High speed cameras for motion analysis in sports science," *Journal of Human Sport and Exercise*, vol. 11, no. 1, 2016, doi: 10.14198/jhse.2016.111.05.

[15] B. Pueo, J. J. Lopez, and J. M. Jimenez-Olmedo, "Audio-based system for automatic measurement of jump height in sports science," *Sensors (Switzerland)*, vol. 19, no. 11, 2019, doi: 10.3390/s19112543.

[16] L. Banchero, J. J. Lopez, B. Pueo, and J. M. Jimenez-Olmedo, "Combining Sound and Deep Neural Networks for the Measurement of Jump Height in Sports Science," *Sensors*, vol. 24, no. 11, 2024, doi: 10.3390/s24113505.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

AUMENTO DE AISLAMIENTO ACÚSTICO DE PISO FLOTANTE MEDIANTE LA OPTIMIZACIÓN DE LA FORMA DE LA ESTRUCTURA DE BASTIDOR Y VALIDACIÓN NUMÉRICA

Miguel Cuadrado[1], Ana Vieira[1], Mario Gómez[1], Claudia Sanz[1], Francisco José García Piñeiro[1], Jorge Cascales[1]

[1]Departamento de Innovación, Patentes Talgo SL
{miguel.cuadradosierra@talgo.com, anaelisa.alvesvieira@talgo.com, mario.gomezleal@talgo.com, claudia.sanzmoreno@talgo.com, fjgarcia@talgo.com, jcascales@talgo.com, }

Resumen
El aislamiento del conjunto bastidor y piso flotante en vehículos ferroviarios es importante para minimizar el nivel de ruido interior en condiciones dinámicas, ya que este se ve contribuido por ruido de rodadura y ruido aerodinámico. Recientes estudios muestran un aumento del aislamiento acústico en paneles de aluminio extruido mediante la reducción del número de nervios y la inclinación de estos. En base a estos resultados, y con el apoyo de simulaciones, se evaluaron distintas estructuras de panel extruido, en cuanto a número de nervios y su inclinación, buscando optimizar el aislamiento acústico sin aumentar el peso ni reducir la rigidez del bastidor. Las extrusiones que mostraron un mejor comportamiento fueron las que tenían nervios con inclinación a 35°, y una reducción del número de nervios relativamente a la configuración inicial. Los paneles de extrusión para bastidores así diseñados pueden presentar una mejora de aislamiento acústico de hasta 3 dB, medido según UNE EN ISO 101040-4, con respecto a configuraciones con nervios rectos, sin aumento de masa significativa, ni pérdida significativa de rigidez.
Palabras clave: pérdida de transmisión, ruido ferroviario, confort, paneles extruidos

Abstract
Sound transmission loss of underframe structure and floating floor assembly in railway vehicles is important to minimize interior noise levels during operation, as this is affected by rolling noise and aerodynamic noise. Recent studies show an increase of sound insulation in extruded aluminum panels by reducing the number of rib structures and modifying the tilt angle. Different extruded panel structures were evaluated in terms of number of ribs and their inclination, seeking to optimize the acoustic insulation without increasing the weight or reducing the stiffness of the frame. The extrusions that performed best were those with 35° pitched ribs, with different number of spans. The extrusion panels for frames designed in this way can present an improvement in acoustic insulation of up to 3 dB, measured according to UNE EN ISO 101040-4, with respect to configurations with straight ribs, without an increase in mass or significant loss of stiffness.
Keywords: transmission loss, railway noise, railway comfort, extruded panels

PACS no. 43.55.Ti

Miguel Cuadrado, Ana Vieira, Mario Gómez, Claudia Sanz, Francisco José García Piñeiro, Jorge Cascales

1 Introducción

Con la consolidación del transporte ferroviario de pasajeros de alta velocidad, el confort del viajero ha ido ganando cada vez más importancia en los requisitos de los operadores ferroviarios para sus trenes. Uno de los elementos principales que conforman la experiencia del pasajero es el nivel de ruido interior en los coches. Este es el resultado de la suma de tres contribuciones principales [1]: el ruido aerodinámico exterior, generado por la interacción de la superficie exterior del tren con el flujo de aire a alta velocidad; el ruido de rodadura generado por la interacción de las ruedas con el carril; y por el ruido generado por los equipos presentes en el coche, ej. aire acondicionado, armarios eléctricos, etc. El control de ruido interior más directo pasa por maximizar el nivel de aislamiento de los coches, reduciendo la aportación de las fuentes de ruido exterior, tanto aerodinámico como de rodadura. A bajas frecuencias el aislamiento de un panel homogéneo depende en gran medida de su masa por unidad de superficie y de su rigidez. Según la ley de masas, la pérdida de transmisión aumenta en 6 dB cada vez que se dobla la masa por unidad de superficie [2].

La fabricación de coches de pasajeros tiende cada vez más hacia la reducción de peso de los materiales utilizados. Por un lado, la normativa vigente de interoperabilidad ferroviaria y los cánones de uso de infraestructura imponen a los operadores valores máximos de carga por eje, obligando a los fabricantes a apostar por materiales cada vez más ligeros. Por otro lado, la tendencia hacia la sostenibilidad en el sector del transporte está asociado a la búsqueda de consumos cada vez menores y al aumento de la capacidad de los trenes, siendo el peso un aspecto clave que se debe reducir. En este contexto, se requiere realizar diseños imaginativos para conseguir maximizar el aislamiento acústico de los coches.
La estructura de los coches, tradicionalmente denominada caja, se elabora generalmente con paneles de aluminio extruido, gracias al buen balance conseguido entre resistencia mecánica y baja masa que aporta este material. Estudios recientes muestran que se pueden conseguir aumentos de aislamiento acústico en paneles de aluminio extruido a través de la optimización del número y la inclinación de los nervios interiores, sin impactar significativamente en incrementos de masa o pérdidas de rigidez. El estudio de Y. Zhang *et al*. [3] muestra que los mejores resultados se obtienen con bahías triangulares y trapezoidales para este tipo de extrusiones.

En base a estos resultados, se han fabricado tres paneles de aluminio extruido, correspondientes a secciones de estructura de coche. La primera de las muestras corresponde a un panel con nervios rectos, representativa de la fabricación actual de coche. El número de vanos entre nervios de las muestras será presentado de forma adimensional, N, por motivos de confidencialidad. Las dos muestras restantes corresponden a dos prototipos de iguales dimensiones con bahías trapezoidales, optimizados buscando el aumento del aislamiento a ruido aéreo sin un impacto importante en aumento de masa ni pérdida de rigidez. La optimización de estos tres parámetros se ha realizado mediante el uso de simulaciones FEM, optando por dos muestras con una reducción de 2 y 3 vanos relativamente a la estructura base (N-2 y N-3) con nervios con inclinación de 35º. Los resultados de las simulaciones de masa y rigidez se muestran en la sección 2, y los de aislamiento en la sección 3. Finalmente, se han realizado ensayos en laboratorio con las tres muestras para obtener el índice de reducción sonora aparente y el índice global de reducción sonora, R_w, de acuerdo con las normas, UNE EN ISO 10140-2 [5], UNE EN ISO 10140-4 [5] y UNE-EN ISO 717-1:2021 [6]. La campaña de ensayos se ha dividido en dos fases: la primera, consistente en la medición de las muestras de estructura de manera aislada; la segunda, consistente en la medición de las muestras como parte de un conjunto de piso de tren con suelo flotante. Los ensayos se realizaron en el Laboratorio de Acústica y Vibraciones de la Universidad Politécnica de Madrid.

2 Optimización de valores de masa y rigidez

La rigidez de las cajas, además de ser un factor importante en el aislamiento a bajas frecuencias, debe mantenerse dentro de unos márgenes para cumplir con los requerimientos estructurales de los coches. Por medio de análisis estructural mediante elementos finitos se ha realizado una evaluación comparativa de la rigidez que muestran distintas soluciones de extrusión planteadas por Y. Zhang *et al*. [3], teniendo en cuenta tanto el número de vanos como el ángulo de inclinación de los nervios interiores. Se han analizado las siguientes cinco situaciones:

1. N vanos rectos, referencia.
2. N-3 vanos oblicuos, nervios inclinados 35º
3. N-4 vanos oblicuos, nervios inclinados 25º.
4. N-2 vanos oblicuos, nervios inclinados 35º.
5. N-2 vanos oblicuos, nervios inclinados 25º.

La idealización se ha realizado en ANSYS [7] mediante elementos 2-D tipo placa lineales de 4 nodos. La condición de contorno o sustentación adoptada es fijada en los bordes laterales y libre en los bordes en la dirección longitudinal. En esas condiciones la rigidez del panel se evalúa desde dos puntos de vista:

a) Rigidez estructural, como el esfuerzo necesario para producir un desplazamiento unitario (1 mm) del centro del panel, mediante un análisis estático

$$K_{flex} = \frac{P_{centro}}{\delta = 1_{centro}}, \tag{1}$$

b) Frecuencias a la que aparece el primer modo de flexión del panel, mediante un análisis modal. En la Figura 1 se muestra la representación de la solución FEM para el primer modo de flexión de un panel con N-2 vanos y ángulo de inclinación de los nervios de 35º, en este caso a 50.39 Hz. La leyenda de colores representa el desplazamiento en *mm*.

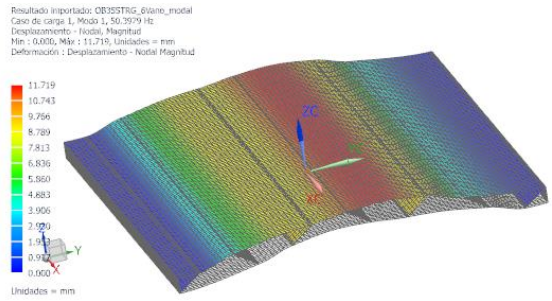


Figura 1: Modelización de panel de N-2 vanos y 35º de inclinación.

Los resultados obtenidos para la rigidez se evalúan frente al incremento de masa a que da lugar cada panel extruido, obtenido también mediante simulación FEM. El resumen se muestra en la Figura 2. Se desprende que la muestra de nervios rectos presenta la menor masa, mientras que la de N-2 vanos con nervios a 25º es la que mayor incremento introduce.

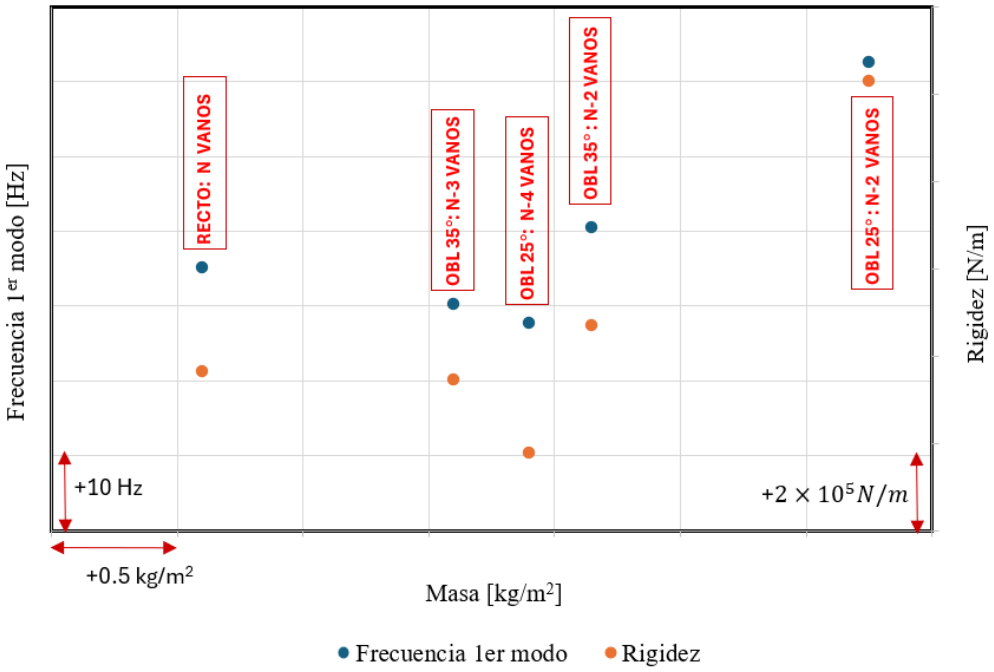
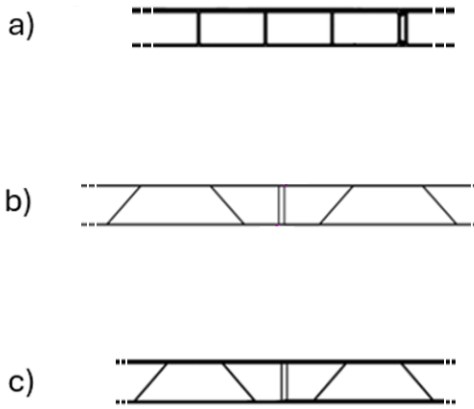


Figura 2: Resultados de simulación FEM de rigidez y masa de los distintos paneles extruidos analizados. El eje derecho muestra la rigidez y el eje izquierdo la frecuencia del primer modo.

Las muestras seleccionadas para el ensayo en laboratorio son las de nervios oblicuos a 35º, con N-2 y N-3 vanos, por tener aumentos de masa y cambios en rigidez dentro de los márgenes aceptables. En el caso de la muestra de N-2 vanos, se obtiene incluso un incremento de rigidez del 19% con respecto al panel de referencia.
En la Figura 3 se muestra la configuración de los perfiles de los tres paneles fabricados para ensayo en laboratorio, así como las masas de las muestras una vez fabricadas. Por necesidades de fabricación, los paneles se han elaborado en base a dos piezas ensambladas mediante perfiles en forma de gancho, que se representa en la figura por dos uniones rectas más juntas. La Figura 4 muestra los paneles fabricados.



Muestra	ΔM (kg/m²)
Referencia	-
N-3	-0.5
N-2	+0.0

Figura 3: Secciones de los paneles fabricados para ensayo de aislamiento en laboratorio: a) Referencia, b) N-3 y c) N-2. La tabla muestra el incremento de masa respecto a la referencia en las muestras fabricadas.

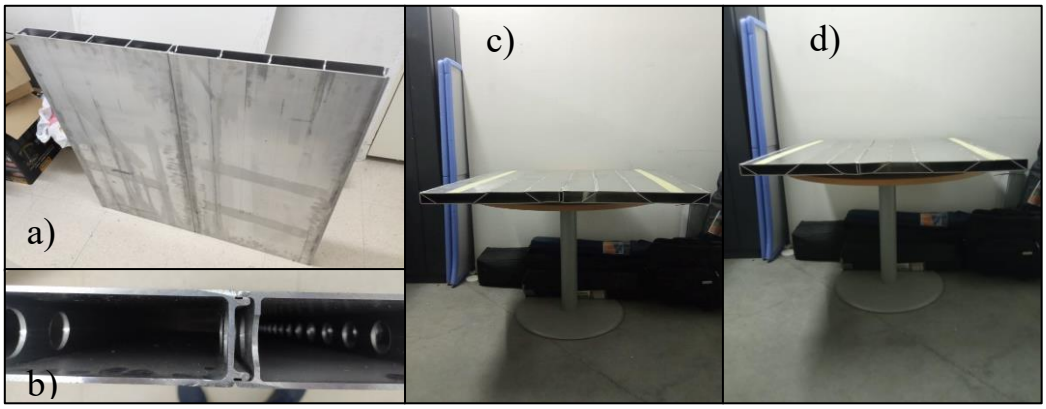


Figura 4: a) Muestra fabricada de nervios rectos, b) Detalle de ensamblado entre piezas de extrusión, c) N-3, d) N-2

3 Índice de reducción sonora

3.1 Índices R y R_w

La norma UNE EN ISO 10140-4 [5][5] indica el procedimiento de medida del índice de reducción sonora aparente R. El cálculo de R se obtiene a partir de la fórmula (2), según la norma UNE-EN-ISO 10140-2 [4].

$$R = L_1 - L_2 + 10\,log\left(\frac{S}{A}\right), \qquad (2)$$

donde L_1 es el nivel de presión sonora en el recinto emisor, L_2 el del recinto receptor, S es el área libre en m^2 donde se instala el elemento ensayado, y A es el área absorbente equivalente en la sala receptora.

Los valores $R_w(C, C_{tr})$ se obtiene a partir de R siguiendo la metodología indicada en la UNE-EN ISO 717-1:2021[6].

3.2 Simulación FEM

Las simulaciones de aislamiento de las muestras N-3 y N-2 se ha realizado con el software Actran de MSC Hexagon [8]. La simulación se basa en el método de elementos finitos (FEM). Para optimizar la simulación y reducir el tiempo computacional, no se modelan las dos salas utilizadas en las medidas en laboratorio e indicadas por la norma. Se modela la muestra de estructura aislada, simulando un campo difuso en uno de los lados de la muestra y creando una malla exterior en el lado opuesto para el cálculo de la transmisión de ruido aéreo. La Figura 5 muestra de forma esquemática la metodología utilizada.

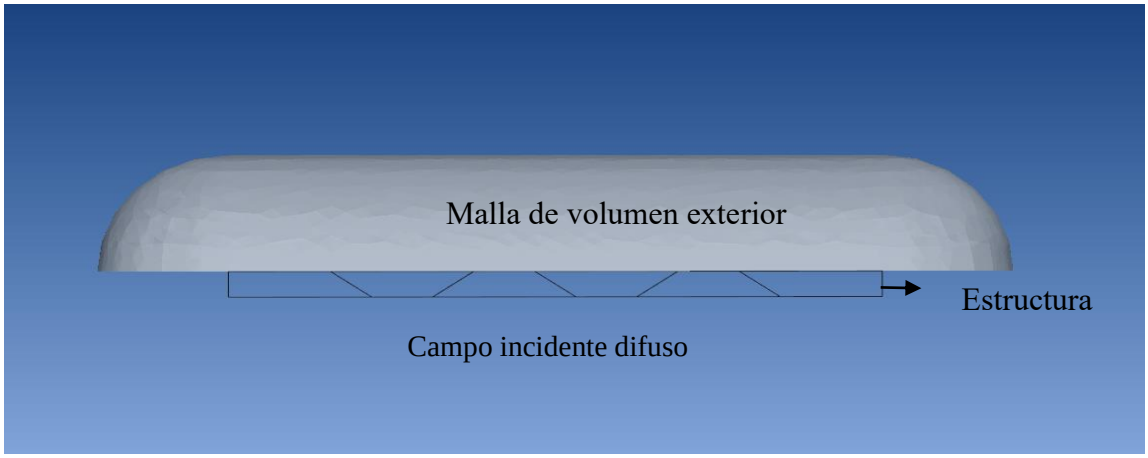


Figura 5: Esquema de la metodología utilizada para la simulación con ACTRAN del índice de reducción sonora de las muestras diseñadas.

La estructura se modeló utilizando elementos del tipo *Thin Shell*. Este tipo de elementos es 2D y puede ser utilizado en geometrías en que la dimensión en una dirección es muy inferior en relación con las otras dos. La malla se definió con elementos cuadriláteros de 1 cm.

Las cavidades interiores de la estructura se han modelado con elementos 3D del tipo *Finite Fluid* de 1 cm. El volumen exterior ha sido definido con el tipo de elemento *Exterior Acoustics*. Este tipo de elemento genera una malla de volumen a partir de una malla de superficie. En este trabajo se ha definido un espesor de volumen de 0,5 con relación a la longitud de onda, con un mínimo de 12 elementos tetraédricos por longitud de onda. Este tipo de elemento adapta el volumen exterior dependiendo de la frecuencia objetivo, lo que resulta en tiempos de cálculo más cortos.

Como condiciones de contorno, se definió como cero el desplazamiento en las 3 direcciones, en todo el contorno lateral de la estructura. El campo incidente difuso se ha definido con la opción *Sampled Random Diffuse Field*, con 20 muestras, y el método de muestreo *MULTISAMPLE_ALL*.

El índice de reducción sonora, también conocido como pérdida por trasmisión acústica (TL), se calcula en ACTRAN en el módulo PLT Viewer, que determina la potencia acústica incidente W_1 sobre la potencia acústica transmitida W_2, como se indica en la fórmula (3) :

$$TL = 10\, log\left(\frac{W_1}{W_2}\right). \quad (3)$$

3.3 Medidas en laboratorio

Las muestras de referencia, N-3 y N-2 se midieron en el Laboratorio de Acústica y Vibraciones de la Escuela Técnica Superior de Arquitectura de la Universidad Politécnica de Madrid durante los meses de septiembre a diciembre de 2022. Los índices de reducción sonora R y el índice ponderado de reducción sonora, R_w se midieron de acuerdo con la norma UNE EN ISO 10140-4 [5].
Los ensayos se han llevado a cabo en cámara reverberante. La sala receptora tiene un volumen de 62 m^3. El volumen de la sala emisora es de 51 m^3. Las muestras se encajan en una apertura con premarco de obra. Se realiza la medición de los niveles sonoros L1 (en el recinto emisor) y L2 (en el recinto receptor) mediante un micrófono montado sobre una jirafa giratoria. Para ello se elige una posición de

jirafa en cada recinto y dos posiciones de la fuente sonora en el recinto emisor. Se excita la fuente sonora con una señal de ruido rosa. En cada posición se mide el nivel con un tiempo de promedio de 64 segundos. También se realiza la medición del tiempo de reverberación, T2, en el recinto receptor. En este caso, se utilizan 3 posiciones de micrófono fijo. En cada posición de micrófono se registran 2 caídas. Se mide el ruido de fondo, B2, en el recinto receptor.

Durante la primera fase se han medido los valores de R y R_w de las tres muestras disponiéndolas directamente en el premarco de obra. Para la segunda fase se han medido tres muestras de piso completo de coche, consistentes en el conjunto estructura + piso flotante, utilizando las tres muestras de estructura diferentes. Para el piso flotante se ha utilizado un panel de *honeycomb* montado sobre dos elementos amortiguantes. Además, se han añadido planchas de material aislante en la cavidad entre el *honeycomb* y la estructura como las que se montan en piso real.

4 Discusión de resultados

La Figura 6 muestra una comparativa entre valores simulados y medidos de los paneles de N-3 y N-2.

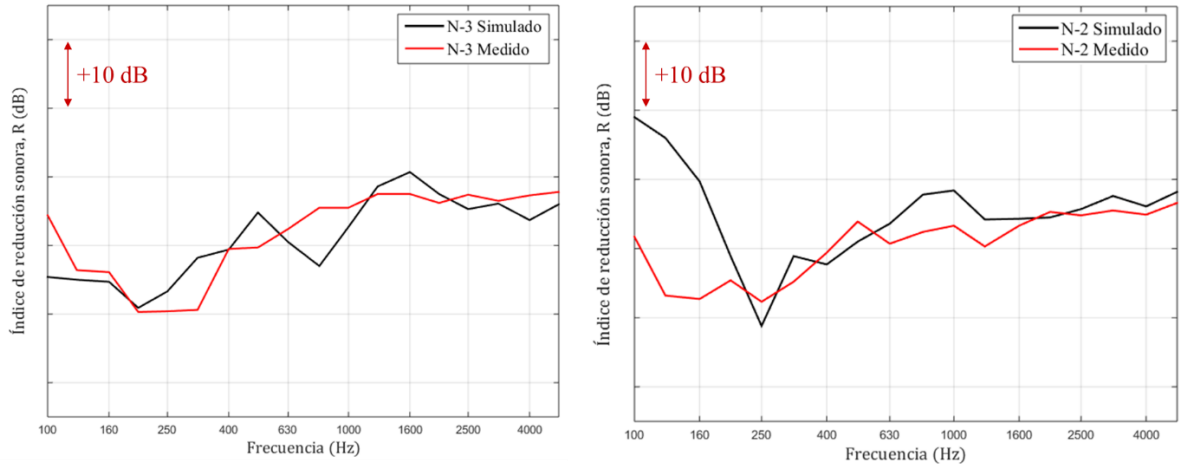


Figura 6: Comparativa de paneles N-3 y N-2: valores medidos y simulados

Se puede observar que la tendencia de las curvas se mantiene en ambos casos para todo el rango de frecuencias, exceptuando un mayor aislamiento en la banda de 100 Hz en los valores simulados para N-2. Esta diferencia hace que los R_w difieran en mayor medida para esta muestra, y puede asociarse a la dificultad de medir esta banda de manera precisa. La diferencia entre medida y simulación para N-3 es de 0.6 dB, mientras que para N-2 es de 1.9 dB. La bajada entre 100 y 250 Hz es compatible con la frecuencia de resonancia del panel doble. Las discrepancias en el rango de las frecuencias medias para ambos paneles, mayor en el caso de N-3, podrían achacarse al no cumplimiento total de la hipótesis del campo difuso considerado en la simulación en la simulación. Debido a la anchura fija de la medianera, no fue posible que ambas caras de las muestras quedasen enrasadas con su superficie, lo que daría lugar a efectos de difracción en los bordes de la muestra medida. Un estudio más detallado del ángulo de incidencia y del ángulo de salida en el recinto emisor podría permitir cuadrar mejor el rango de las frecuencias medias. Otra fuente de posible discrepancia podría provenir de no considerar en la simulación el ensamblaje entre piezas de los paneles.

En la Figura 7 se muestran los valores experimentales de los valores de R para las tres estructuras aisladas. Se observa que las dos muestras diseñadas aumentan el aislamiento acústico R del panel de

referencia, especialmente en el rango de las frecuencias medias. En términos de R_w calculado según ISO 717-1 [6], N-3 y N-2 incrementan 2 y 3 dB respecto al panel de referencia. La muestra de N-3 se comporta algo mejor que el panel de N-2 en el rango de 400 – 1600 Hz, pero muestra una bajada de aislamiento algo más pronunciada entre 200 Hz y 315 Hz. Estos resultados parecen validar las hipótesis derivadas del estudio de Y. Zhang *et al*. [3], consiguiendo aumentar el aislamiento de paneles de aluminio extruido sin impacto en masa ni rigidez. La Tabla 1 muestra un resumen de estos resultados.

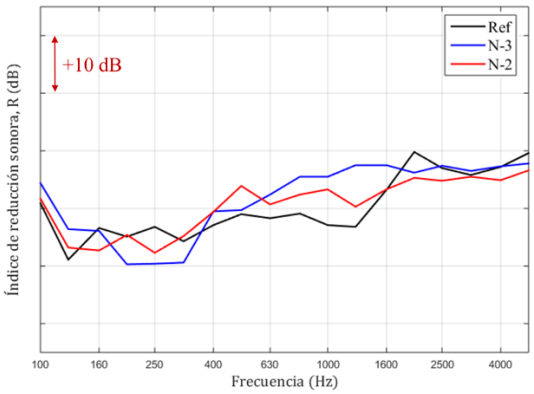


Figura 7: Índice de reducción sonora de las muestras de estructura ensayadas.

Tabla 1: Diferencias en aislamiento, rigidez FEM y densidad superficial de las muestras de estructura aisladas diseñadas respecto a la estructura de referencia.

Muestra	**ΔR_W (dB)**	**ΔK_{FEM}**	**ΔM (kg/m^2)**
N-3	+ 3	-3%	- 0,5
N-2	+ 2	19%	+ 0,0

En la Figura 8 se muestran los valores experimentales de los valores de R ensayados para las tres muestras de piso completo ensayadas (estructura y suelo flotante). De nuevo se observa que las muestras con las estructuras de N-3 y N-2 mejoran el aislamiento en el rango de las frecuencias medias, entre 250 Hz y 2000 Hz. Esto se traduce de nuevo en una mejora de R_w global de 3 y 4 dB para N-3 y N-2.

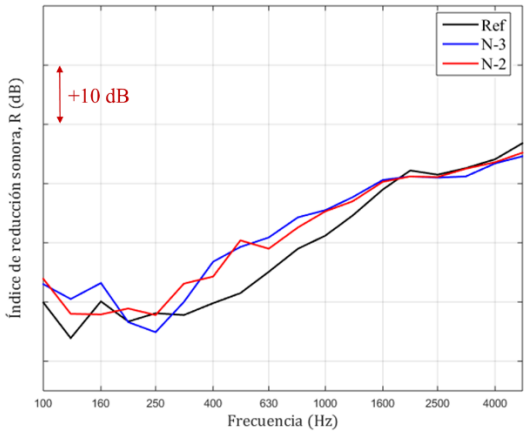


Figura 8: Índice de reducción sonora de las muestras de piso ensayadas.

5 Conclusiones

Se han evaluado distintas muestras de estructura panel de extrusión para bastidor de coche de tren, de 1 m^2, optimizadas con el objetivo de aumentar su aislamiento acústico sin pérdida de rigidez ni aumento de masa. Una simulación mecánica FEM ha permitido seleccionar de entre varias opciones dos muestras con diferente número de vanos trapezoidales, y nervios inclinados 35º (denominadas N-3 y N-2). Además, se han realizado simulaciones de aislamiento acústico de las muestras diseñadas.

Los resultados medidos en laboratorio muestran que los paneles de estructura diseñados muestran un mayor aislamiento que una muestra de referencia, con nervios rectos, en 3dB (configuración N-3) y 2 dB (configuración N-2). Además, muestran en general valores superiores de aislamiento en todo el rango de frecuencias. El panel de N-3 presenta una rigidez ligeramente menor que el panel referencia, mientras que el de N-2 incrementa en un 20%. En cuanto a la masa, el panel de N-3 disminuye en medio kilogramo por metro cuadrado, mientras que el panel de N-2 mantiene la masa del panel de referencia.

La mejora de aislamiento también se ha comprobado en paneles de piso completo, ensayados en condiciones comparables y representativas de suelos reales de coche de pasajeros. Los resultados indican una mejora de 3 y 4 dB para los pisos con estructura de N-3 y N-2, frente a uno con estructura de referencia de nervios rectos con N vanos rectangulares.

Se plantean posibles ampliaciones a esta investigación. Por un lado, se contempla la posibilidad de ampliar los modelos de muestras de piso validados en laboratorio a modelos de coche completo. Por otro lado, se plantea la posibilidad de realizar modelos completos de suelo de coche, incluyendo los elementos amortiguantes propios de un piso flotante. Sería de interés validar dicho modelo en diferentes condiciones de carga del piso, de manera que los elementos amortiguantes se encuentren en condiciones de carga estática más cercanas a la que tendrían en un coche lleno de pasajeros. Ensayos de estas características podrían realizarse en laboratorios con salas a distintas alturas, similares a los utilizados para mediciones de ruido de impacto. Otra posible línea de investigación pasa por la introducción en los modelos de nuevos materiales, como el composite, ampliamente utilizado en otros sectores del transporte y que empieza a tenerse en cuenta en la fabricación de material rodante. La metodología mostrada en este estudio puede servir de base para la validación de prototipos de nuevos conjuntos de piso que aúnen ligereza, rigidez y un buen aislamiento acústico.

Agradecimientos

Nos gustaría agradecer a nuestros compañeros de Talgo de los talleres de Las Matas y Rivabellosa por su ayuda en el aprovisionamiento, montaje y transporte de muestras. También nos gustaría agradecer al Laboratorio de Acústica y Vibraciones de la Universidad Politécnica de Madrid por su accesibilidad y amabilidad. Por último, queremos acordarnos de Accento Acústica y Vibraciones SL, quienes fabricaron las muestras de estructura ensayadas.

Referencias

[1] D. Thompson, “Railway Noise and Vibration, Mechanisms, Modelling and Means of Control” Oxford: Elsevier Science, 1st Edition 2009.

[2] Heckl M (1960) “Die Schalldämmung von homogenen Einfachwänden endlicher Größe”. *Acustica* 10:98–108

[3] Y. Zhang, D. Thompson, G. Squicciarini, J. Ryue, X. Xiao y Z. Wen, (2018) “Sound Transmission Loss Properties of Truss Core Extruded Panels,” *Applied Acoustics*, vol. 131, pp. 134-153.

[4] UNE-EN ISO 10140-2:2011, “Acústica - Medición en laboratorio del aislamiento acústico de los elementos de construcción - Parte 2: Medición del aislamiento acústico al ruido aéreo”.

[5] UNE-EN ISO 10140-4:2011, “Acústica - Medición en laboratorio del aislamiento acústico de los elementos de construcción - Parte 4: Medición del aislamiento acústico en edificios y de los elementos de construcción”.

[6] UNE-EN ISO 717-1:2021. “Acústica. Evaluación del aislamiento acústico en los edificios y de los elementos de construcción. Parte 1: Aislamiento a ruido aéreo.”

[7] Ansys® Mechanical Pro, Release 19.2

[8] HEXAGON, "Actran 2022 - User's Guide ActranVI," 2022.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

COMPARATIVE ANALYSIS OF VIBRATIONS AND STRUCTURE-BORNE NOISE MEASUREMENTS VS. FINITE ELEMENT METHOD MODELING.

Laura Ibanez [1], Michael Österreicher [2]

[1] iC consulenten, Wien
{l.ibanez@ic-group.org }
[2] iC consulenten, Wien
{ m.oesterreicher@ic-group.org }

Abstract
Finite element analyses (FEA) are indispensable tools not only in static applications but increasingly in dynamic structural analyses, particularly for predicting immissions from vibrations and re-radiated noise. However, dynamic simulations often involve several partially known boundary conditions, such as damping factors or material properties, which must be estimated. Consequently, the validation of the computational model can only be reliably achieved through in-situ measurements.

In this study, we undertake a detailed comparison using an existing building as a case study. We develop an FEA model based on the available design documents and critically evaluate its results by conducting extensive on-site measurements. This approach allows us to rigorously test the accuracy of the model against real-world data. Furthermore, we conduct parameter studies to explore the impact of individual factors on the model's precision concerning the observed measurements. These studies provide insights into how various parameters influence the alignment between the computational predictions and the empirical data, thereby refining our understanding and improving the reliability of FEA in dynamic scenarios.

Keywords: Vibrations, Structure borne noise, Measurements, FE-Modelling.

PACS nº. 07.10.-h, 46.40.-f, 07.05.-Tp, 62.20.de, 81.40.-Jj, 83.50.-v, 45.30. +s

1 Introduction

With advances in computing power and the accessibility of dynamic analysis tools, finite element models (FEM) have become fundamental in predicting immissions, such as those experienced by buildings near railway lines. These forecasts often underpin the design of mitigation measures, like elastic building supports or structural reinforcements, to manage vibration impacts.

Despite their widespread use, the explicit validation of these forecasts through empirical data is infrequent, typically occurring only in response to complaints. When the actual immissions exceed predictions, it often prompts such feedback, suggesting that FEM-based forecasts may sometimes overestimate actual immissions. Additionally, guidelines like RVE 04.02.02 (edition 01/2012) mandate the inclusion of safety factors in these predictions to account for uncertainties.

This paper critically evaluates the accuracy of immission forecasts derived from FEM by examining a case study of a specific structure where both FEM calculations and extensive on-site measurements were performed. Through this analysis, we scrutinize the reliability of FEM in predicting real-world immissions and assess how safety factors and modelling assumptions influence these predictions.

2 General Principles

2.1 Fundamentals of Structural Dynamics for Immission Prediction

When addressing vibration immissions from rail transport and other sources, the entire transmission pathway can be conceptualized into four distinct subsystems:

1. **Emission System**: This refers to the initial source of vibrations, such as the rail vehicles themselves (1).
2. **Ground Transmission System**: This describes how vibrations propagate through the ground from the source to the building (2).
3. **Building Coupling System**: This system covers how the vibrations transfer from the ground into the building structure (3).
4. **Internal Building Transmission System**: This involves the transmission of vibrations from the foundation to various parts of the building, such as from the foundation to the relevant storey ceilings (4).

In both the time and frequency domains, the transmission of vibrations can be characterized using specific metrics. Time signals are represented by the vibration velocities $v_j(t)$ for each subsystem $j=1,...,4$. In the frequency domain, these vibrations are described by their spectral power densities $G_{jj}(f)$, also for each subsystem $j=1,...,4$.

The dynamic behaviour of each subsystem is quantified by the magnitudes $H_j(f)$ of their respective complex transfer functions $H_j(i_f)$. These functions capture how each subsystem responds to different frequencies of input vibrations. This framework aligns with the guidelines outlined in VDI 3837 (edition 01/2013) and other key references [1]-[4].

$$G_{uu}(f) * H_1^2 = G_{v_1 v_1}(f), \quad (1)$$
$$G_{v_1 v_1}(f) * H_2^2 = G_{v_2 v_2}(f), \quad (2)$$
$$G_{v_2 v_2}(f) * H_3^2 = G_{v_3 v_3}(f), \quad (3)$$
$$G_{v_2 v_2}(f) * H_3^2 = G_{v_3 v_3}(f), \quad (4)$$

By gradually eliminating the intermediate variables in total between the emission point and the immission point, Eq. 1 to Eq. 4 can be reduced to Eq. 5 shown below.

$$G_{uu}(f) * H_1^2 * H_2^2 * H_3^2 * H_4^2 = G_{v_4 v_4}(f) \quad (5)$$

Furthermore, the emission component can be simplified to the excitation velocity $v_1(t)$ or its corresponding spectral power density $G_{v1v1}(f)$. This simplification is achieved by applying the transfer function $H_1(f)$, which characterizes the conversion of the initial force-displacement excitation into vibration velocity. The transfer function $H_1(f)$ effectively captures how the input excitation translates into the emitted vibration velocity, providing a direct relationship between the force applied and the resultant vibratory motion.

$$G_{v_1 v_1}(f) * H_2^2 * H_3^2 * H_4^2 = G_{v_4 v_4}(f) \quad (6)$$

For the purposes of this study, it was initially assumed that the subsystems are reaction-free, meaning their transfer functions can be determined independently from one another. This approach aligns with the assumptions outlined in VDI 2038.

The primary focus of this investigation is on the transfer function $H_4(f)$, which represents the transmission of vibrations from the building's foundation to the respective floor slabs. This transfer includes the propagation of vibrations through the foundations, up the external walls, and across other load-bearing elements to the relevant storey ceilings. Critical to understanding this transfer are the structural characteristics of the ceilings, particularly their lowest natural bending frequency and the associated modal damping ratio.

While the analysis of H4(f) is central, the broader context of the other subsystems is also considered to illustrate the complexity of the overall immission prediction. These subsystems collectively contribute to the accurate modelling of vibration propagation from the source to the building interiors.

Regarding re-radiated noise, it is important to recognize that ceiling vibrations involve the oscillation of room-bounding surfaces. These surfaces can couple with the adjacent air, leading to sound emission. This emitted sound, perceived as airborne noise under certain conditions, is termed "re-radiated noise." The intensity and characteristics of re-radiated noise depend on several factors:

1. **Vibrations of Room-Bounding Surfaces**: The magnitude and frequency of vibrations in the walls, floors, and ceilings.
2. **Radiation Characteristics**: How effectively these surfaces convert vibrational energy into sound waves.
3. **Room Geometry**: The shape and size of the room, which influence sound propagation and distribution.
4. **Absorption Conditions**: The acoustic absorption properties within the room, affecting reverberation time and overall sound levels.

By examining these factors, we gain a comprehensive understanding of both the direct transmission of vibrations and the resultant re-radiated noise within the building.

2.2 Technical Measurement Fundamentals and Evaluation

Due to the increasing industrialisation of measurement technology and sensors, they are available at relatively low prices. On the one hand, this means that extensive measurement set-ups with many sensors can be carried out and, on the other, that measurements can be carried out continuously over longer periods of time due to the availability of larger storage media. As a rule, the vibration velocity or the vibration acceleration are recorded. The evaluation is computerised and automated so that a large amount of measurement data can be analysed with a manageable amount of effort.

To thoroughly compare the structural dynamic parameters, such as the foundation's camber and the natural frequencies of the ceiling, frequency analyses of the measurement data are conducted. A particularly effective method for these comparisons is the use of one-third octave band analyses, commonly employed in acoustics. These analyses are useful for prediction calculations as they provide a detailed frequency breakdown, aiding in the identification of resonance phenomena and the assessment of structural responses.

In this study, the one-third octave band analyses are performed using digital filters. These filters are precisely characterized according to the standards outlined in EN IEC 61672-1 (07/2014 edition) and other relevant references [5]. This standardization ensures consistency and accuracy in the frequency analysis.

Additionally, we determine other critical parameters from the measurements. For example, the weighted acceleration (aw), a key indicator of human exposure to vibrations, is calculated following the guidelines of ON ISO 2631-1 (07/2010 edition) and ON ISO 2631-2 (07/2007 edition). This metric is crucial for evaluating the potential impact of vibrations on occupants' comfort and health.

Moreover, the levels of re-radiated noise are derived from the vibration measurements using the procedures outlined in ÖNR 199005 (12/2008 edition). These procedures help translate the vibration data into corresponding airborne noise levels, providing insight into how vibrations might manifest as audible noise within the building.

Through these detailed analyses, we obtain a comprehensive understanding of the dynamic behaviour of the structure and the potential implications of vibrations for both structural integrity and occupant comfort.

3 Basis of the Study

3.1 Subject of Analysis

The analysed building is a detached house consisting of a ground floor, a basement and an attic that has not been converted. The building licence was granted in 1968. Figure 1 shows two examples of exterior views of the building.



Figure 1: External views of the analysed building.

The building features different ceiling constructions across its levels: a prefabricated ceiling above the basement, a wooden ceiling above the ground floor, and an attic with a wooden roof truss supporting corrugated fibre cement panels on a gabled roof. Notably, the gable walls are left unplastered.

For a visual representation, refer to Figure 2, which provides a sectional view of the building as depicted in the submission plan.

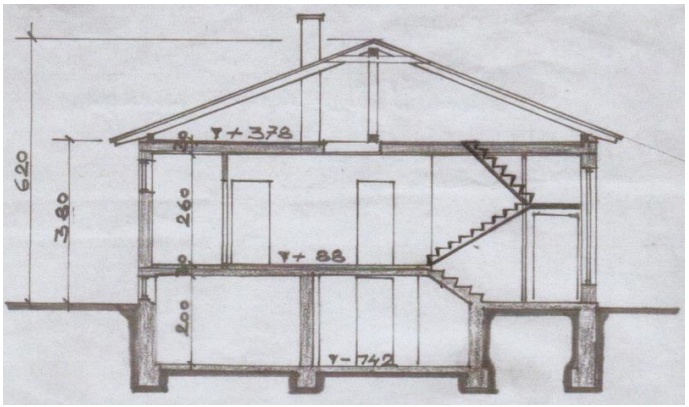


Figure 2: Cross-sectional view of the building.

Figure 3shows floor plans of the basement and ground floor of the building. In addition, Figure 3 shows the location of the measuring points on the individual floors.

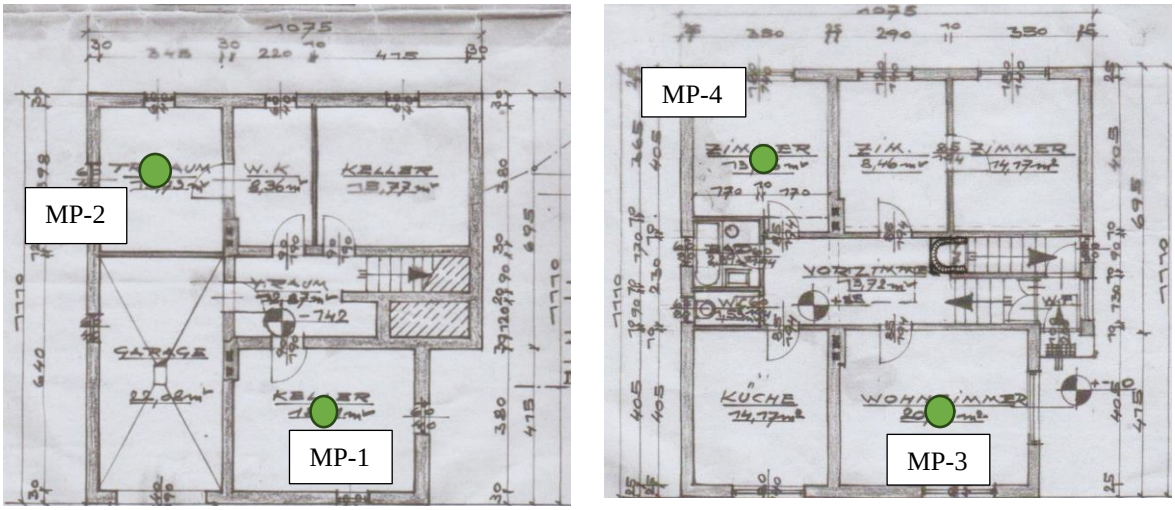


Figure 3: Plan of basement and ground floor, measurement points positions.

The distance between the building and the nearest track is 39 metres. The train volume in this area is around 250 trains during the day and 64 trains during the night, mainly dominated by express and regional trains.

3.2 Description of the Measurements

Figure 4 and Figure 5 below show illustrations of the measurement point set-ups. In addition to the vibration measuring device, a sound measuring device was also set up on the MP-3.



Figure 4: Measurement points on the basement (left: MP-1; right: MP-2)



Figure 5: Measurement points on the ground floor (left: MP-3; right: MP-4)

Vibration sensors of the VibroStar 6000 type were used for the measurements in conjunction with vibration velocity sensors of the Walesch brand of the MST-1031 type. The measurements were carried out simultaneously at all measuring points over a period of 10 days in June/July 2023.

4 Comparison of the FE model with the measurement data - Parameter studies

4.1 General Procedure

The aim of this paper is to compare the results of the measurements taken with the results of FEM calculations carried out for the building presented in Section 3.1. The measurements were carried out over a period of about 10 days, as shown in section 3.2. This means that many measurement results (several hundred tension events) must be filtered so that a meaningful comparison can be made with the results of the FEM calculation.

In this study, the focus is analysing the transfer functions between the foundation and the floor slab of the building. This focus is crucial because these transfer functions are key dynamic characteristics of a building structure and play a significant role in predicting vibration immission.

To achieve this, the transfer functions from both direct measurements and Finite Element Method (FEM) simulations was derived. For visualization and comparison, one-third octave band representations was employed. This approach allows for a detailed and clear depiction of the dynamic behaviour across different frequency bands.

4.2 Measurement Results

As previously noted, measurements were conducted over approximately 10 days. Manually identifying train events in the data would have required considerable effort; therefore, we employed statistical methods to streamline this process. Given that the building was unoccupied during the measurement period, only a minimal number of disturbance events were anticipated.

To analyse the data, we examined all events that exceeded a specified trigger threshold. For further calculations, we used the 75th percentile (Fraktil) of these triggered events to focus on the most significant occurrences. The key results from this analysis are illustrated in Figure 6 below.

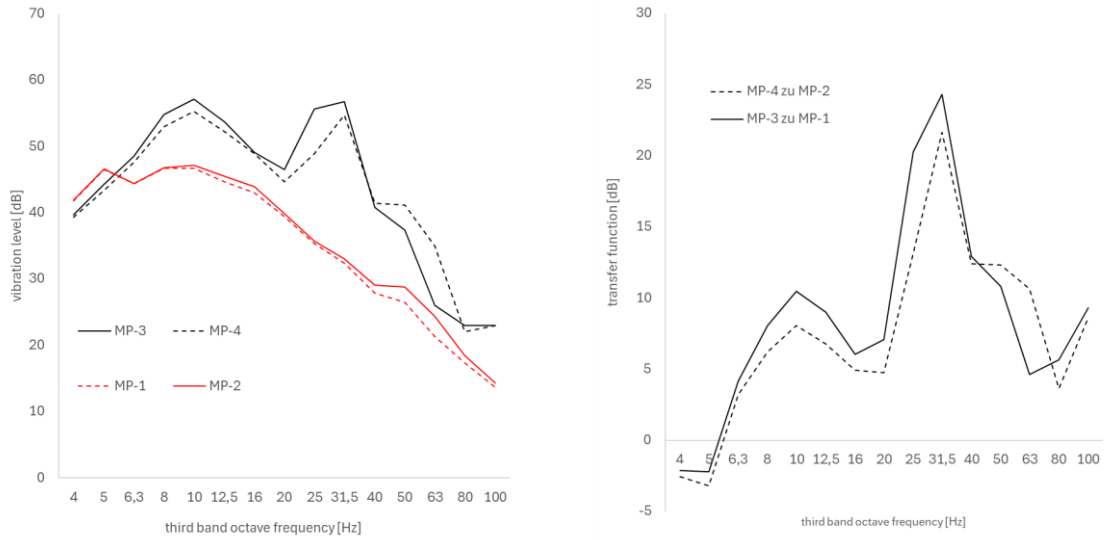


Figure 6: Measurement result of the vibration measurements (left: Vibration level. right: transfer function ground floor/basement)

On the left-hand side of Figure 6, the third-octave band spectrum at each measurement point is depicted, based on the 75th percentile of the data. These averaged spectra, however, are insufficient for determining precise transfer functions. To address this, approximately 20 train events were manually analysed across all measurement points, enabling a detailed evaluation of the transfer functions from the basement to the ground floor.

The resulting transfer functions for each measurement point are displayed on the right-hand side of Figure 6. These functions reveal that the maximum transmission occurs in the 31.5 Hz one-third octave band, with a notable amplification factor of approximately 25dB.

An interesting observation is that there is a consistent amplification of vibrations from the basement to the ground floor across the entire relevant frequency spectrum. This amplification highlights the dynamic interaction between different parts of the building structure.

The insights from these measurements, especially the transfer function from the foundation to the ground floor ceiling, will be pivotal in evaluating the various model variants discussed in the subsequent sections of this study.

4.3 FEM Simulations

The aim of this work is to determine the decisive influencing parameters for such FEM calculations in dynamics using a calculation model. A basic model of the building described above was therefore created. Individual views of the FE model created can be seen in Figure 7 below:

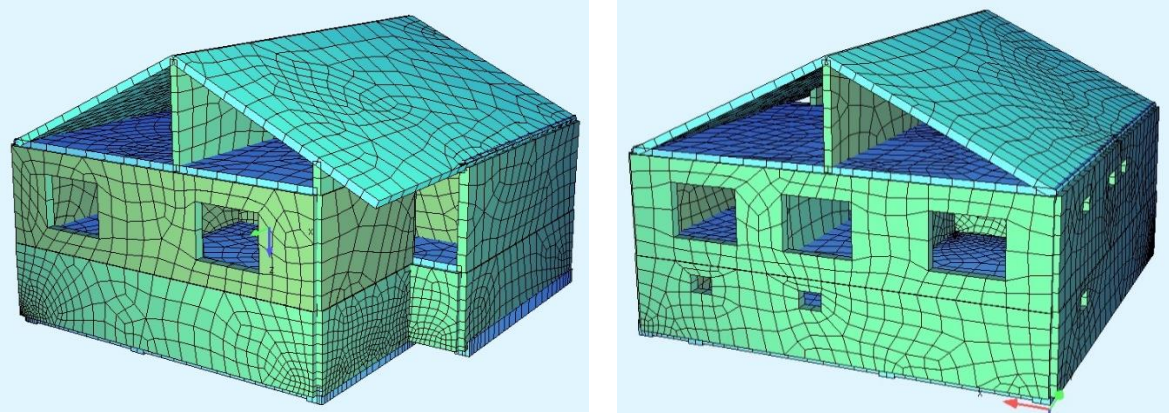


Figure 7: Views of the FE model (left: Front of the building /right: Back of the building)

The following parameters were considered for the base model calculations:

1. **Concrete Quality of Storey Ceiling (Suspended Brick System):**
    - Type: C20/25 concrete.
    - Adjustment: The modulus of elasticity (E-modulus) was reduced by 50% to account for the lower bending stiffness of the suspended tile ceiling in state II, compared to a solid concrete ceiling.
2. **Concrete Quality of Foundation**:
    - Type: C20/25 concrete.
3. **Brick Walls:**
    - Standard: Assumed to be masonry bricks in accordance with EN1996.
4. **Damping Model**:
    - Type: Rayleigh damping.
    - Parameters: 1% damping with a minimum frequency (f_{min}) of 10 Hz.

The calculation results for this base model, along with a comparison to the measurement results, are presented in Figure 8 below. This base model serves as a foundational reference for assessing the dynamic behaviour and will be crucial for evaluating the accuracy of the simulations against actual data.

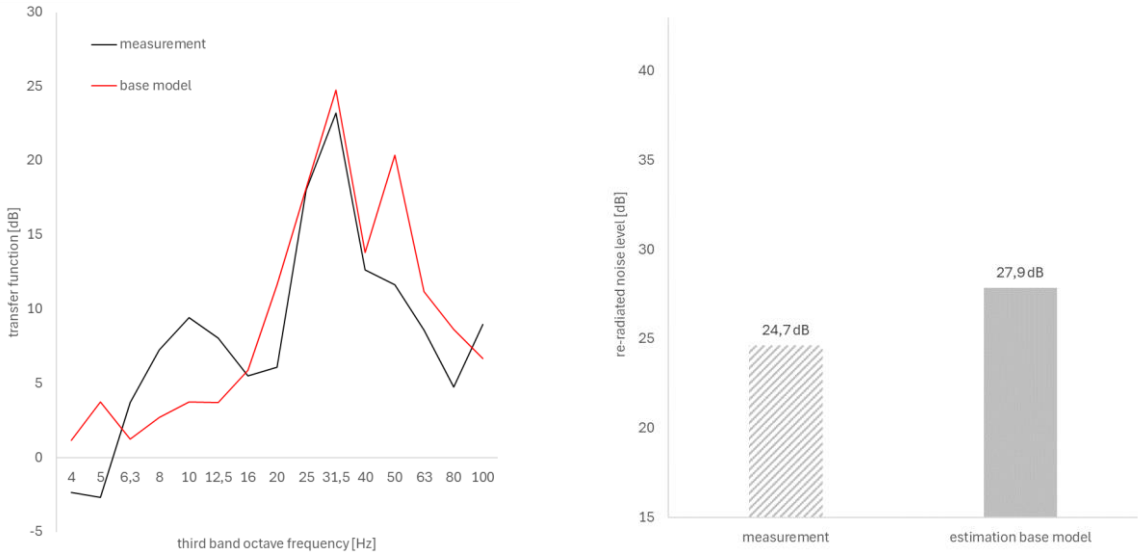


Figure 8: Comparison of the basic model with the results of the measurements.
(left: transfer function; right: sec. airborne sound level)

The results from the measurements and the basic model described above indicate a strong correlation between the calculated and observed data, especially within the natural frequency range of the ceiling. This alignment suggests that the model accurately captures the dynamic behaviour of the ceiling's inherent resonance.

However, there are notable discrepancies at lower frequencies. Specifically, the calculation model exhibits a pronounced peak around 60 Hz that is absent in the measurement data. This anomaly is likely attributable to a secondary mode shape of the ceiling that is not accurately represented, particularly given the lower bending stiffness of the suspended tile ceiling compared to a solid concrete ceiling.

When comparing the A-weighted sum levels, the calculation model's levels are approximately 3 dB higher than the measured values. This discrepancy highlights areas where the model may overestimate the system's response and suggests potential refinements in the modelling approach, especially regarding the assumptions about the ceiling's dynamic properties.

Overall, while the basic model provides a good approximation, these differences underscore the importance of refining the model to better capture the ceiling's actual dynamic behaviour, particularly in the lower frequency and mid-frequency ranges. The detailed analysis and comparison can be seen in Figure 8.

4.4 Comparative Analysis

In this section, we assess the impact of key calculation parameters on the results by systematically varying them. The parameters under investigation include:

1. **Modulus of Elasticity of the Floor Slab**:
    - The stiffness of the floor slab, represented by its modulus of elasticity, is a critical factor in the structural response. By adjusting this parameter, we evaluate how changes in the slab's rigidity affect the overall dynamic behaviour.

2. **Damping**:
    - Damping influences how energy dissipates within the structure, affecting how vibrations are attenuated. We examine the effects of different damping ratios and models to understand their role in the accuracy of our predictions.
3. **Dynamic Load Function**:
    - The nature of the dynamic load applied to the structure significantly impacts the response. We vary the characteristics of the load function, such as its amplitude, frequency content, and duration, to analyse how these changes alter the calculated response.

By varying these parameters, we can better understand their individual and combined effects on the model's accuracy and identify which factors are most influential in predicting the dynamic performance of the structure. This detailed analysis helps to refine our model and enhance the reliability of our predictions.

In a first step, the modulus of elasticity of the floor concrete is varied. Starting from the base model, the modulus of elasticity is reduced or increased by 15% or 25% respectively. This has a direct (linear) influence on the bending stiffness of the slab, as the following correlation in Eq. (6) illustrates [3], [6]

$$S = \frac{E h^3}{12(1-\mu^2)} \tag{6}$$

Where:

E	E-modulus of the material used
H	Thickness of the ceiling
μ	Poisson's ratio

The result in reference to the transfer function from the foundation to the ground floor ceiling and the A-weighted rapid levels can be seen in the following Figure 9.

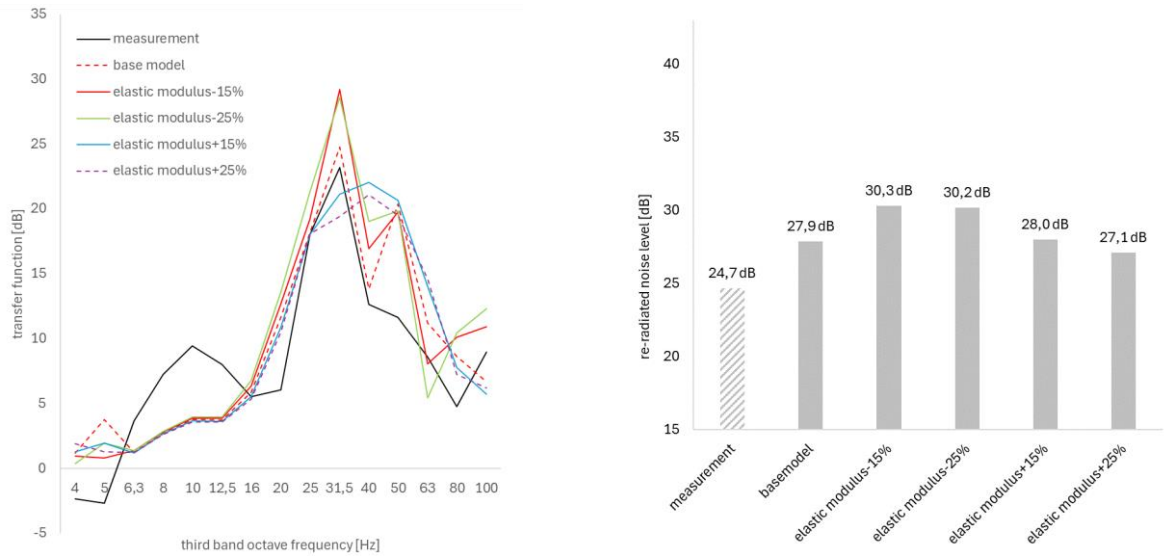


Figure 9: Influence of the modulus of elasticity (stiffness) on the FEM calculations.
(left: transfer function; right: re-radiated noise level)

As anticipated, the results indicate a notable increase in transmission from the foundation to the ground floor near the ceiling frequency as the modulus of elasticity (stiffness) decreases. This reduction in stiffness results in re-radiated noise levels rising by approximately 3dB. Conversely, when the modulus of elasticity is increased, the transmission from the foundation to the ground floor significantly decreases, particularly in the lower frequency range. However, this stiffer structure exhibits improved transmission at higher frequencies, which tends to elevate re-radiated noise levels. These opposing effects appear to offset each other, leading to negligible changes in re-radiated noise levels despite the increased stiffness. Consequently, enhancing the modulus of elasticity mainly reduces low-frequency transmission while maintaining re-radiated noise levels relatively.

In the next step, the influence of damping on the results of the FEM simulation was analysed. Rayleigh damping was assumed as the damping model for the calculations. The basic equations were converted accordingly so that a frequency range can be specified with ω_i and ω_j in which the damping assumes the value ζ [7], [8]. The corresponding equations Eq. (7) and Eq. (8) can be found below.

$$\alpha = \xi \frac{2\omega_i \omega_j}{\omega_i + \omega_j} \tag{7}$$

$$\beta = \xi \frac{2}{\omega_i + \omega_j} \tag{8}$$

Accordingly, simulations were carried out with attenuations of 0.5%, 1% (base model), 1.5% and 2%. The relevant simulation results can be found in Figure 10.

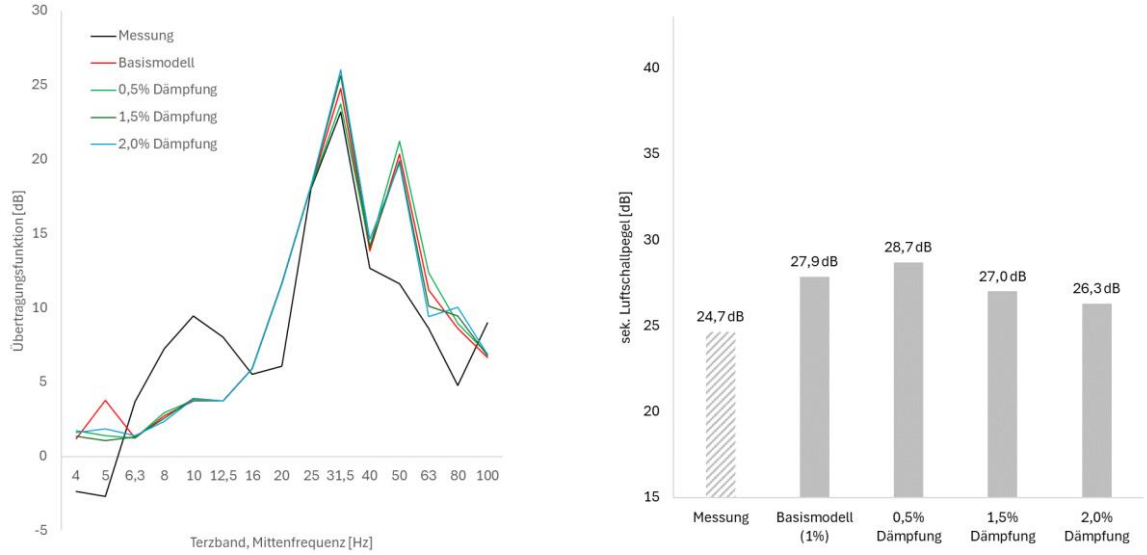


Figure 10: Influence of damping on the FEM calculations.
(left: transfer function; right: re-radiated noise level)

The results show very clearly that there are only minor differences in the transfer function of the analysed variants. Regarding the re-radiated noise levels, the differences are also only in the range of around 1-1.5 dB. This shows that the attenuation has no significant influence on the results, provided that a realistic range between approx. 0.5% and 2% is selected. The results of these simulations can be found in Figure 11 below.

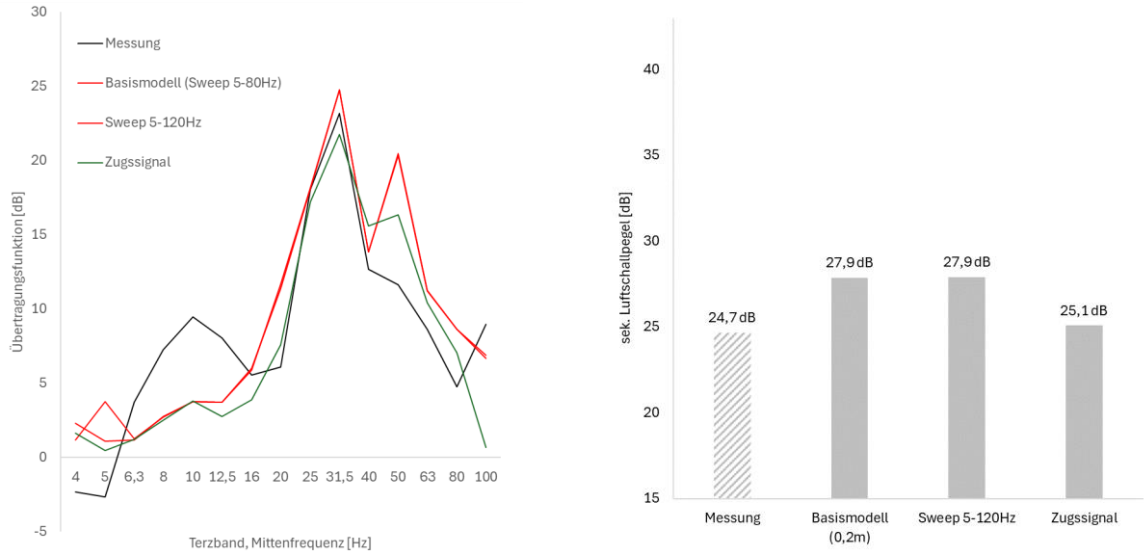


Figure 11: Influence of the load functions on the FEM calculations.
(left: transfer function; right: re-radiated noise level)

The results of the simulations with different load functions show that the two sweeps (5-80 Hz and 5-120 Hz) deliver almost identical results. The numerical excitation with the train signal delivers significantly lower re-radiated noise levels. The transfer function also shows significantly lower peaks here than with the two sweep load functions. The reason for this probably lies in the settling time of the system, especially the ground floor ceiling. With the sweep, the reaction of the ceiling is significantly stronger when the natural frequency is passed. Irrespective of this, however, the excitation by means of a train signal reproduces the measured values very well.

5 Interpretation and Summary

In this study, finite element method (FEM) simulations were conducted on an existing structure, which had previously undergone extensive empirical measurements. The simulations included variations in stiffness, damping, and dynamic load functions to assess their impact on the structure's response.

The findings indicate that damping, within the range of 0.5% to 2%, exerts a minimal influence on re-radiated noise levels, resulting in changes of only 1 to 1.5dB. Conversely, variations in stiffness significantly affect re-radiated noise levels, with changes of up to approximately 3dB. This effect is particularly pronounced around the structure's natural frequency, where both frequency shifts and amplitude increases are observed.

When evaluating different dynamic load functions, the study found that the sweep signals tend to overestimate re-radiated noise levels and peak amplitudes compared to actual measurements. In contrast, the response to train signals closely aligns with the measured immissions and transmission behaviour of the structure.

The RVE 04.02.02 guideline suggests applying a safety factor of 1.4, equivalent to 3 dB, for this type of prediction. This recommendation is supported by the parameter studies, especially regarding stiffness variations. It's important to note that the stiffness of structural elements, such as ceilings, can only be

preliminarily estimated through theoretical models and planning documents. Factors like cracking and the transition to state II significantly reduce stiffness and are typically challenging to predict accurately.

Referencias

[1] C. Petersen and H. Werkle, Dynamik der Baukonstruktionen, 2. Auflage. Ottobrunn: Springer Vieweg, 2004.

[2] H.-G. Natke, Baudynamik - Einführung in die Dynamik mit Anwendungen aus dem Bauwesen, vol. 91. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2017.

[3] A. Ziegler, Bauwerksdynamik und Erschütterungsmessungen. Zürich: Springer Vieweg, 2017.

[4] A. N. Rimell, N. J. Mansfield, and G. S. Paddan, "Design of digital filters for frequency weightings (A and C) required for risk assessments of workers exposed to noise.," Ind. Health, vol. 53, no. 1, pp. 21–7, 2015, doi: 10.2486/indhealth.2013-0003.

[5] H. Kramer, Angewandte Baudynamik - Grundlagen und Beispiele für Studium und Praxis. Hamburg: Ernst & Sohn, 2006.

[6] A. Salih, "Prediction of groud borne Vibrations due to Railway traffic," Middle east Technical University, 2016.

[7] S. J. Feng, X. L. Zhang, Q. T. Zheng, and L. Wang, "Simulation and mitigation analysis of ground vibrations induced by high-speed train with three dimensional FEM," Soil Dyn. Earthq. Eng., vol. 94, no. June 2016, pp. 204–214, 2017, doi: 10.1016/j.soildyn.2017.01.022.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PREVISÃO DA PERDA POR INSERÇÃO ATRAVÉS DA APLICAÇÃO DE REDES NEURONAIS ARTIFICIAIS E MÁQUINAS DE VETORES DE SUPORTE

Luís Pereira[1] ; Luís Godinho[1]; Fernando G. Branco[1]; Paulo da Venda Oliveira[1]; Pedro Alves Costa[2]; Aires Colaço[2]

[1] - Universidade de Coimbra, ISISE, ARISE, Departamento de Engenharia Civil, Coimbra, Portugal
lfmpereira@student.uc.pt, lgodinho@dec.uc.pt, fjbranco@dec.uc.pt, pjvo@dec.uc.pt
[2] – Universidade do Porto, CONSTRUCT-FEUP, R. Roberto Frias, Porto, Portugal
pacosta@fe.up.pt, aires@fe.up.pt

Resumo

A utilização de barreiras e trincheiras enterradas constitui uma estratégia interessante de mitigação de vibrações geradas por meios de transporte e operações de construção. A sua análise passa, usualmente, pela utilização de métodos numéricos como FEM ou BEM, realizando simulações complexas e com elevado custo computacional. No presente trabalho avalia-se a possibilidade de utilização de metodologias baseadas em "*machine learning*" (ML) para prever a eficácia deste tipo de medidas. Para tal, é gerada uma base de dados a partir de simulação numérica, considerando um conjunto alargado de configurações de um sistema geotécnico estratificado, para os quais é avaliada a perda por inserção proporcionada por uma trincheira não preenchida. Avalia-se, depois, a aplicabilidade de duas estratégias de previsão, baseadas respetivamente em redes neuronais artificiais (RNA) e máquinas de vetores de suporte (SVM). Os resultados oferecem perspetivas animadoras sobre a eficácia da utilização de modelos RNA e SVM.

Palavras-chave: vibrações, perda por inserção, aprendizagem computacional, geotecnia, elementos finitos.

Abstract

The use of barriers and buried trenches constitutes an interesting strategy for mitigating vibrations generated by transportation means and construction operations. Their analysis typically involves the use of numerical methods such as FEM or BEM, conducting complex simulations with high computational cost. In this study, the possibility of using *machine learning* (ML) methodologies to predict the effectiveness of such measures is evaluated. For this purpose, a database is generated from numerical simulation, considering a wide range of configurations of a stratified geotechnical system, for which the insertion loss provided by an unfilled trench is evaluated. Subsequently, the applicability of two prediction strategies based respectively on artificial neural networks (RNA) and support vector machines (SVM) is assessed. The results offer encouraging prospects regarding the effectiveness of using RNA and SVM models.

Keywords: vibrations, machine learning, insertion loss, geotechnics, finite elements.

PACS no. 43.40. ¯r; no. 43.40. At; no. 43.40.Kd.

1 Introdução

A mitigação de vibrações resultantes do desenvolvimento das redes de transporte (ferroviário e rodoviário) [1], da atividade de setores como o da construção civil e exploração de georrecursos, ou mesmo resultantes de eventos naturais como sismos, é uma preocupação de extrema relevância na sociedade humana, particularmente em ambientes urbanos densamente povoados, já que essas vibrações podem causar desconforto nas populações da envolvente [2], assim como danos estruturais de maior ou menor relevância nas estruturas vizinhas [3], ou falhas no funcionamento de equipamentos sensíveis [4]. Vibrações na gama de frequências de 1-80Hz são percecionadas por moradores próximos, enquanto vibrações com frequência mais elevada, na ordem de 16-250Hz, manifestam-se como ruído re-radiado no interior de edifícios [5].

Duas das soluções consideradas eficazes para solucionar este problema passam pela aplicação de barreiras preenchidas com algum tipo de material que dissipe ou promova a reflexão da energia incidente, e pela abertura de trincheiras não preenchidas. O estudo da eficácia desta última solução com base em metodologias de *machine learning* foi alvo de análise aprofundada neste estudo. As trincheiras não preenchidas funcionam como barreiras físicas que atenuam a propagação de ondas sísmicas e vibrações, desviando ou dissipando a energia antes que esta atinja estruturas sensíveis [6]. É uma solução eficaz e flexível, podendo ser adaptada a diferentes contextos geológicos e arquitetónicos. Quando comparadas com barreiras preenchidas, tendem a exibir maior eficácia no isolamento de vibrações provocadas por ondas superficiais, sendo no entanto a sua aplicabilidade fortemente condicionada pela estabilidade dos solos (tendem a exigir mais manutenção) e pela própria geometria da trincheira [7]. Woods [3] demonstrou que o rácio entre a profundidade da barreira e o comprimento de onda da onda de *Rayleigh* (LR) é o parâmetro geométrico mais importante no processo de amortecimento da propagação da onda. Outras pesquisas demonstram que esta relação deve ser superior a 0.6LR, de modo a garantir maior eficácia na filtragem das vibrações [8] [9], e que a profundidade da trincheira é mais determinante do que a sua espessura [4].

A quantificação da eficácia da implementação de uma trincheira pode fazer-se através da determinação do parâmetro descritor "perda por inserção" (*insertion loss* – IL), que indica a diferença na amplitude vibracional medida devida à inserção de um dispositivo de controlo de ruído num dado sistema em estudo. Matematicamente, a perda por inserção define-se como a razão logarítmica da amplitude vibracional (em dB) antes e depois da inserção desse dispositivo [10], tal como demonstrado na seguinte equação:

$$IL = 20\log_{10}({}^{V_{t1}}/_{V_{t2}})\ dB \tag{1}$$

Com V_{t1} sendo a velocidade de vibração antes da inserção do dispositivo de controlo de ruído, e V_{t2} a velocidade de vibração depois da sua instalação.

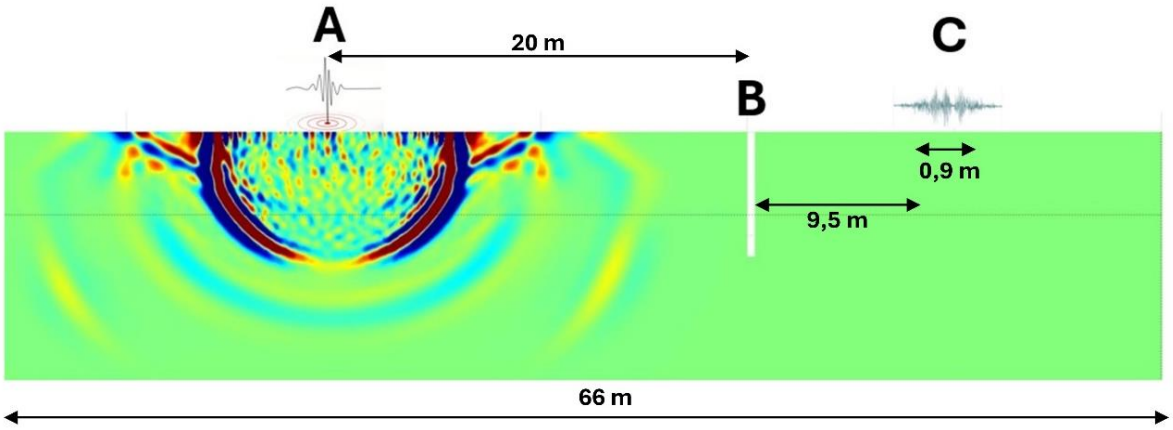
Neste estudo, geraram-se simulações da propagação de um impulso transiente (wavelet de *Ricker*) através de um sistema composto por 2 camadas (com espessuras variáveis) de materiais homogéneos (variando, dentro de limites realistas, a densidade, coeficiente de *Poisson* e módulo de *Young*), uma camada de amortecimento também homogénea com espessura fixa de 8 metros, e uma trincheira com profundidade e espessura variáveis. De seguida, repetiu-se o processo, gerando simulações com todos os parâmetros iguais, mas sem a presença da trincheira, com o objetivo último de calcular a perda por inserção (IL).

2 Método de elementos finitos

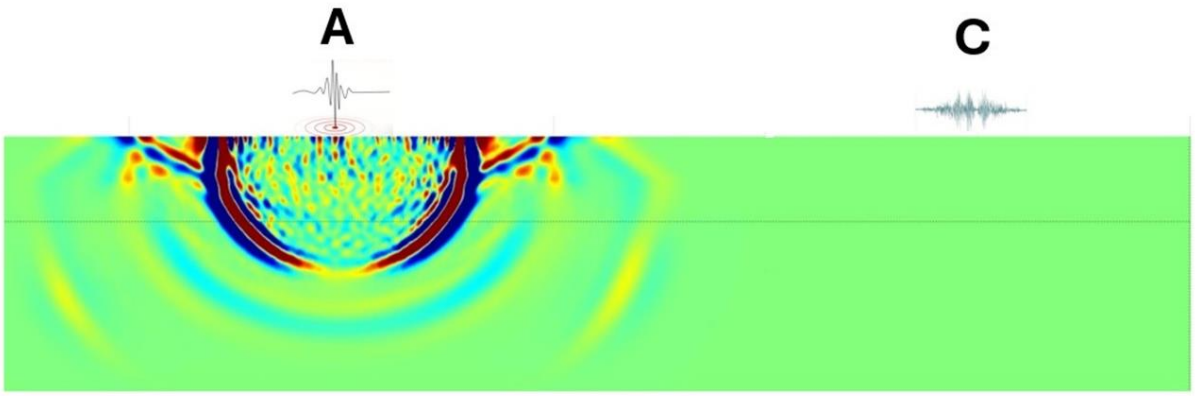
O método dos elementos finitos é uma metodologia numérica de análise e resolução (quase sempre aproximada de problemas para os quais não se conhece uma solução exata que possa ser expressa de forma analítica. Como abordagem numérica por excelência, exige recursos computacionais significativos, o que faz com que se tenha desenvolvido a par do desenvolvimento tecnológico e aumento da capacidade de cálculo dos meios digitais.

É utilizado em diversas áreas de atividade humana, desde o estudo de sistemas vibracionais, análise do comportamento de materiais, resolução de problemas de condutibilidade de calor, eletricidade e magnetismo, entre outras [11]. Esta metodologia discretiza o domínio em elementos finitos de forma adequada (em uma, duas, ou três dimensões), possibilitando o desenvolvimento de uma solução aproximada para a equação diferencial parcial para cada um desses elementos (no caso de estudo, elementos triangulares). A solução total é gerada juntando as soluções individuais, desde que garantidas as condições de continuidade nas fronteiras entre os elementos [12].

Neste estudo, foi desenvolvido, em ambiente MATLAB, um modelo recorrendo ao método de elementos finitos (FEM), tendo sido calculados espectros de níveis vibracionais em bandas de terços de oitava. A Figura 1 mostra um exemplo do modelo, composto por duas camadas de materiais homogéneos com espessura variável, sobre uma camada de amortecimento (necessária para simular um meio infinito) com espessura fixa de 8 metros. Tem uma dimensão de 66 metros de comprimento, com o ponto de impacto situado 20 metros à esquerda da trincheira (neste exemplo, a trincheira tem 6 metros de profundidade e 0.36 metros de espessura). Os 10 sensores à superfície que registaram os níveis vibracionais com e sem trincheira, situam-se a uma distância entre, aproximadamente, 9.5 metros a 10.4 metros para o lado direito da trincheira (a 10 cm de distância entre si), como demonstrado na figura 1.a). A figura 1.b) demonstra um exemplo de uma simulação sem a presença da trincheira.



a)



b)

Figura 1 – Exemplos de simulação de propagação de onda em modelo FEM. 1.a) Cenário com trincheira: A – Ponto carregado (deflagração da onda); B – Trincheira; C – Localização dos sensores. 1.b) Cenário sem trincheira: A – Ponto carregado (deflagração da onda); C – Localização dos sensores.

A espessura da camada de amortecimento foi mantida fixa (8 metros), e foi imposta uma correlação entre os valores do módulo de elasticidade e a densidade [13], de acordo com a relação:

$$E = 14.13\gamma_d - 180.63 \quad (2)$$

Todos os restantes parâmetros foram variados aleatoriamente, dentro de limites conhecidos como sendo realistas (ver Tabela 1).

Tabela 1 – Parâmetros relevantes e intervalos de variação limite para a simulação MEF.

PARÂMETROS GEOMÉTRICOS	
Parâmetro	**Valores limite**
Espessura da camada 1	[1 a 5] m
Espessura da camada 2	[1 a 5] m
Profundidade da trincheira	[3 a 7] m
Espessura da trincheira	[0.1 a 0.5] m
PARÂMETROS ELÁSTICOS	
Parâmetro	**Valores limite**
Módulo de Young (E)	[10E6 a 200E6] Pascal
Coeficiente de Poisson (μ)	[0.27 a 0.37]
PARÂMETROS FÍSICOS	
Parâmetro	**Valores limite**
Densidade (ρ)	[1350 a 2000] kg/m^3

3 Machine Learning

Nas últimas décadas, a inteligência artificial tem vindo a ocupar uma posição de crescente destaque nas nossas vidas. Interagimos com a inteligência artificial em áreas essenciais para a atividade humana moderna, como a utilização de softwares com reconhecimento de voz e facial, alertas de trânsito e meteorológicos, diagnósticos médicos e veículos com capacidade de condução autónoma, entre muitas outras aplicações diversificadas e transversais à nossa sociedade. Todas essas aplicações pertencem a um subdomínio da inteligência artificial designado *machine learning*, que, desde os anos 90 do século passado se destaca como seu ramo mais bem-sucedido [14].

3.1 Redes neuronais artificiais

Uma Rede Neural Artificial (RNA) é um modelo matemático ou computacional que simula os aspetos estruturais e funcionais das redes neurais biológicas. É uma metodologia que consiste num conjunto de neurónios artificiais interconectados que processam informações a partir de uma abordagem conexionista. A estrutura da RNA é modificada com base nos dados que percorrem a rede durante a fase de aprendizagem ou treino [15]. Esta metodologia é amplamente utilizada no setor da engenharia, como por exemplo em ensaios não destrutivos para monitorizar estruturas. É também utilizada na avaliação de patologias, na avaliação do risco de deslizamentos, e na monitorização de fissuras em estruturas edificadas, para além de conseguir prever parâmetros mecânicos e físicos relevantes, reduzindo a necessidade de ensaios laboratoriais ou de campo [16][17].

Neste estudo, foi criado, em ambiente MATLAB, um modelo RNA supervisionado de regressão com o objetivo de prever o parâmetro "perda por inserção - IL". O modelo é composto por 3 camadas de neurónios com o seguinte número de neurónios por camada [(16 10 11)]. O conjunto de dados foi dividido aleatoriamente em três subconjuntos de treino, teste e validação, em proporções percentuais [(70 15 15)] frequentemente aplicadas em pesquisas semelhantes [18].

Definiram-se 1000 ciclos (*epochs*) de iteração, verificou-se que o ritmo de aprendizagem que garantia melhores resultados era de 0.1, e utilizou-se o algoritmo de treino *trainbr*, que atualiza os valores dos pesos e desvios de acordo com a otimização de *Levenberg*-Marquardt, minimizando a função objetiva com o objetivo de produzir uma rede que generalize bem (regularização Bayesiana). Adicionalmente, entre cada camada foi utilizada a função de ativação *logsig*, a função logística sigmóide. Esta função de ativação baliza todo o output entre 0 e 1, particularidade considerada vantajosa neste caso, uma vez que, dada a disparidade de ordens de grandeza dos parâmetros de entrada, optou-se pela sua normalização, com o objetivo de facilitar o processo de aprendizagem da RNA.

3.2 Máquinas de vetores de suporte

As máquinas de vetores de suporte (SVM) são técnicas de aprendizagem supervisionada amplamente utilizadas para problemas de classificação e regressão, como por exemplo, na identificação de imagens e na análise de tendências na bolsa de valores. Esta metodologia funciona definindo um hiperplano que melhor divide os pontos de dados em diferentes categorias, maximizando a margem entre eles. Demonstram eficácia mesmo com conjuntos de dados de treino pequenos, mas podem exigir fatores não lineares para separar pontos que não podem ser divididos por um hiperplano simples, processo conhecido como máquinas de *Kernel* [19][20][21].

Neste estudo, foi desenvolvido um modelo SVM treinado em ambiente MATLAB para prever o mesmo parâmetro (IL). Optou-se pela função de treino "*fitrsvm*", com um *script* que permitia a modificação

manual dos hiperparâmetros *box constraint*, *epsilon*, *kernel scale* e *kernel function*. Foram realizadas diversas tentativas com diferentes funções *kernel*, e chegou-se a conclusão de que a função que devolveu a melhor combinação de compromisso entre os conjuntos de dados utilizados no treino e o conjunto de dados novos foi a "*polynomial*", que garantiu uma transição dos dados para um espaço dimensional mais elevado, o que permitiu uma separação mais eficaz e uma superior capacidade de generalização do modelo SVM.

4 Resultados e Discussão

Na Figura 2 apresenta-se o coeficiente de correlação (R) entre os dados numéricos e os dados resultantes do treino dos modelos RNA e SVM, treinados com parte dos dados, e validados com um conjunto de dados não utilizados (set de validação) durante o processo de treino de ambos os modelos *machine learning*.

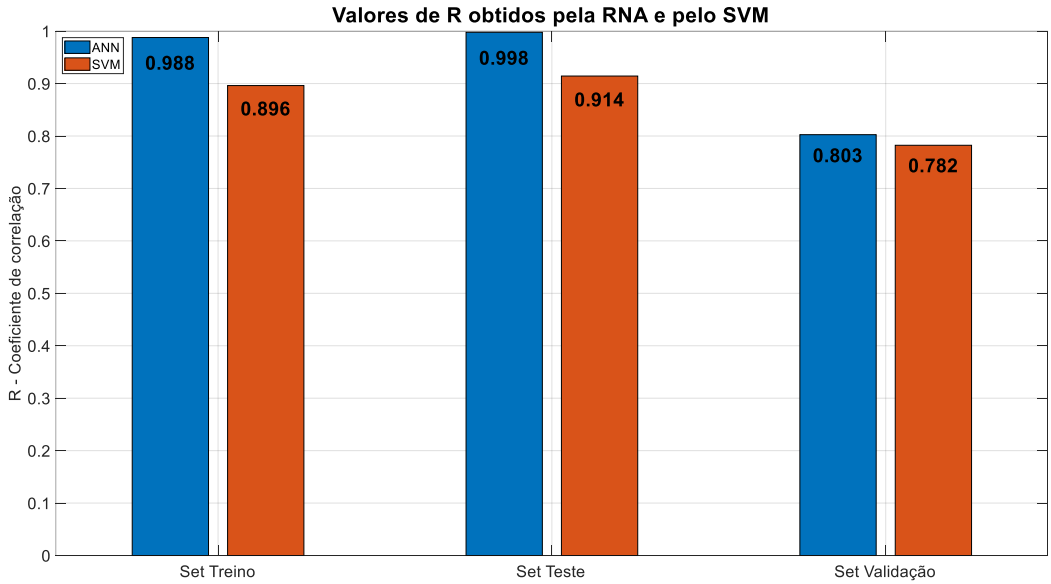


Figura 2 – Coeficiente de correlação (R) dos métodos *machine learning* (RNA e SVM), relativamente ao método numérico.

Da análise da figura, é possível verificar que ambos os modelos *machine learning* apresentam uma correlação elevada para os conjuntos de dados de treino e teste, com valores sempre acima de 0.89. A capacidade de generalização de ambas as metodologias é também elevada, com coeficientes de correlação de 0.80 para o modelo RNA e de 0.78 para o modelo SVM, o que demonstra uma performance muito competente por parte dos modelos quando na presença de dados novos, não utilizados no processo de treino (set de validação).

A figura 3 apresenta a sobreposição das curvas da perda por inserção (IL médio) determinadas logaritmicamente pelos diferentes métodos (numérico, RNA e SVM), em função do número de simulações e demonstra de forma muito clara a proximidade entre os valores obtidos pelos modelos *machine learning* e os valores numéricos.

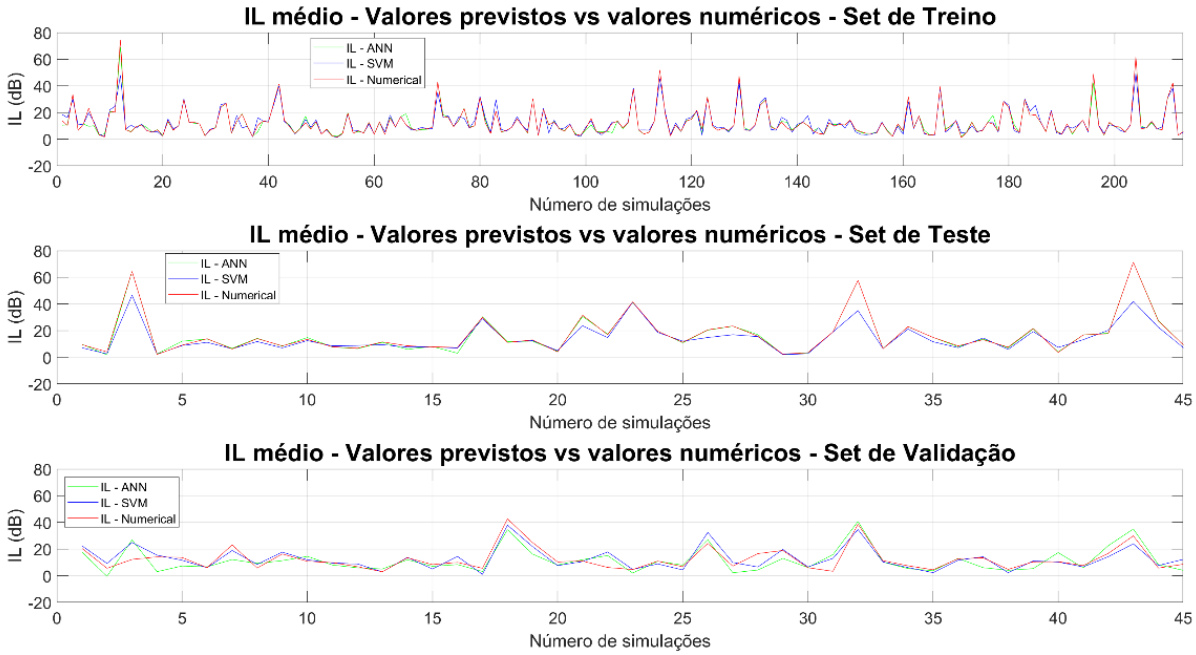
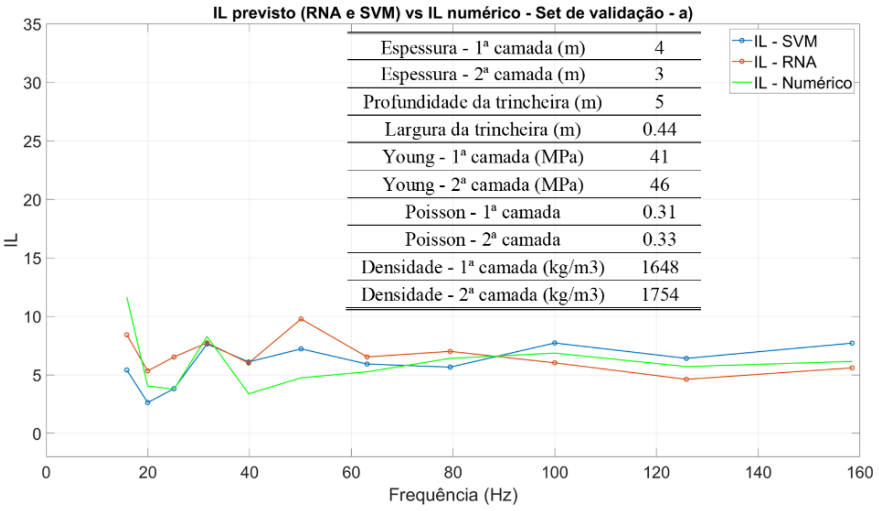


Figura 3 – Sobreposição das curvas da perda por inserção (IL médio) de todas as metodologias, em função do número de simulações, para os diferentes sets de dados (treino, teste e validação).

Analisando a figura, é visível a clara sobreposição das previsões de ambos os modelos *machine learning*, entre si e com os valores numéricos, o que demonstra inequivocamente a excelente capacidade destes modelos para fazerem uma previsão competente do parâmetro perda por inserção. Naturalmente, é visível um maior desfasamento entre as previsões RNA e SVM e os valores numéricos no conjunto de dados de validação, uma vez que estes não faziam parte dos dados que permitiram o treino de ambos os modelos *machine learning*. Ainda assim, o comportamento dos modelos é muitíssimo competente nesse conjunto de dados, como demonstrado pelo elevado coeficiente e correlação obtido (visível na figura 2), e a forma como seguem de forma muito próxima a curva do modelo numérico, ao longo dos 45 casos que compõem o set de validação.

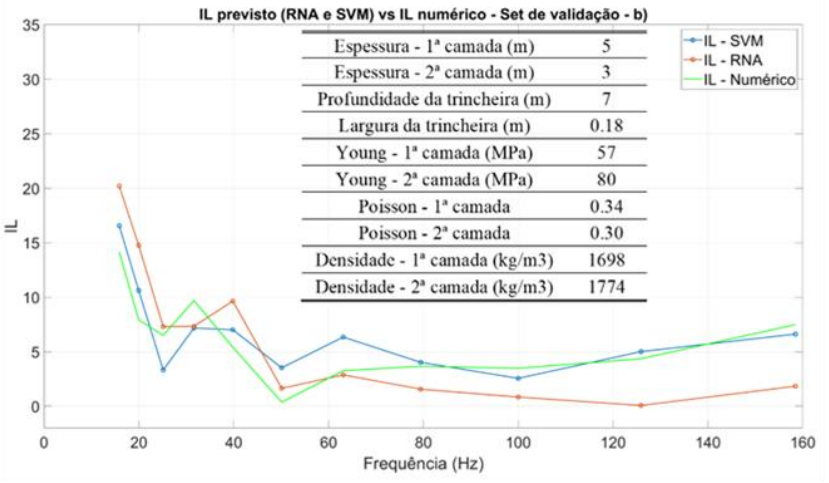
4.1 Aplicação a casos específicos do conjunto de validação

A figura 4 apresenta o IL para quatro simulações específicas pertencentes ao set de dados de validação, para a gama de frequências de 0-160 Hz, assim como as propriedades geométricas e elásticas de cada um dos casos.



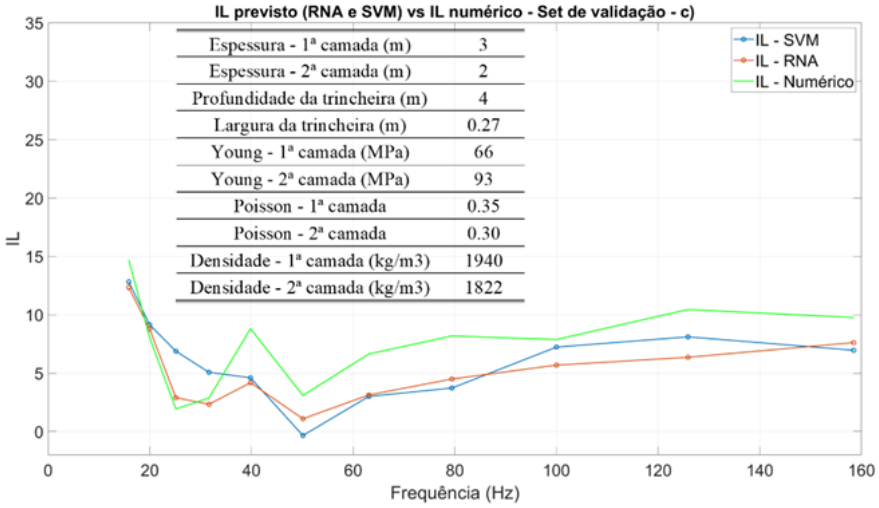
Espessura - 1ª camada (m)	4
Espessura - 2ª camada (m)	3
Profundidade da trincheira (m)	5
Largura da trincheira (m)	0.44
Young - 1ª camada (MPa)	41
Young - 2ª camada (MPa)	46
Poisson - 1ª camada	0.31
Poisson - 2ª camada	0.33
Densidade - 1ª camada (kg/m3)	1648
Densidade - 2ª camada (kg/m3)	1754

a)



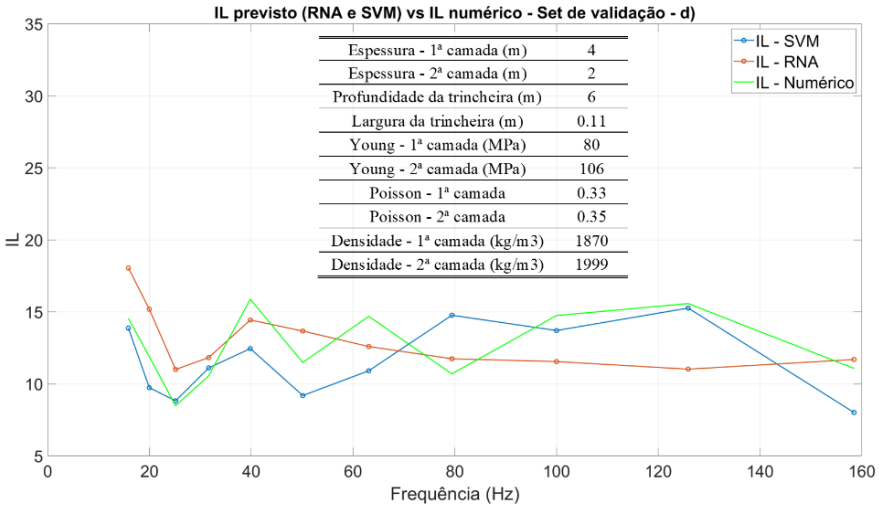
Espessura - 1ª camada (m)	5
Espessura - 2ª camada (m)	3
Profundidade da trincheira (m)	7
Largura da trincheira (m)	0.18
Young - 1ª camada (MPa)	57
Young - 2ª camada (MPa)	80
Poisson - 1ª camada	0.34
Poisson - 2ª camada	0.30
Densidade - 1ª camada (kg/m3)	1698
Densidade - 2ª camada (kg/m3)	1774

b)



Espessura - 1ª camada (m)	3
Espessura - 2ª camada (m)	2
Profundidade da trincheira (m)	4
Largura da trincheira (m)	0.27
Young - 1ª camada (MPa)	66
Young - 2ª camada (MPa)	93
Poisson - 1ª camada	0.35
Poisson - 2ª camada	0.30
Densidade - 1ª camada (kg/m3)	1940
Densidade - 2ª camada (kg/m3)	1822

c)



d)

Figura 4 – Comparação de 4 casos específicos do IL previsto pelos modelos *machine learning* com o método numérico, e suas propriedades geométricas e elásticas.

Da análise a figura 4, pode-se concluir que os modelos RNA e SVM conseguem prever o parâmetro IL de forma muito competente, dada a proximidade entre as curvas, e o claro acompanhamento da tendência da curva numérica. A análise aos parâmetros em cada um dos casos apresentados permite verificar que os modelos RNA e SVM se comportam de forma muito competente em cenários que fazem sentido fisicamente, em que por exemplo, o módulo de Young da segunda camada é superior ao da primeira camada. A mesma tendência (com exceção da simulação c)) é visível para o parâmetro densidade.

A variação, entre os casos simulados, do parâmetro profundidade da trincheira deverá ter considerável influência na determinação de padrões que permitem aos modelos *machine learning* utilizados generalizar de forma eficiente. O que aparenta facilitar a capacidade preditiva dos modelos *machine* learning é a profundidade da trincheira superar a superfície de descontinuidade (devido à diferença significativa das propriedades entre camadas) que constitui o limite inferior da primeira camada.

5 Conclusões

Com base nos resultados apresentados, podemos concluir que tanto o modelo RNA como o modelo SVM demonstraram capacidades muito interessantes na previsão do parâmetro perda por inserção. O modelo RNA devolveu um coeficiente de correlação mais elevado em todos os conjuntos de dados (treino, teste e validação), indicando uma melhor adaptação aos dados utilizados no treino da rede e uma capacidade de generalização superior perante dados novos. O modelo SVM apresentou uma correlação a rondar os 0.9 nos conjuntos de dados de treino e teste, demonstrando uma performance de generalização ligeiramente inferior ao do modelo RNA.

A sobreposição das cuvas de IL obtidas pelos diferentes métodos (RNA, SVM e Numérico) para os diferentes conjuntos de dados demonstra a elevada eficácia das metodologias *machine learning* na previsão deste parâmetro. Naturalmente, a capacidade de ambas as metodologias preditivas nos conjuntos de treino e de teste é superior à demonstrada no conjunto de validação, uma vez que as simulações que compunham esses aqueles conjuntos fizeram parte do lote de dados utilizados no treino

de ambos os modelos. No entanto, é notória a clara tendência dos modelos em acompanhar a curva de referência (numérica) na grande maioria das simulações que integram o lote de dados de validação.

Finalmente, a constatação de que estes modelos *machine learning* funcionam muito bem em casos específicos que fazem sentido do ponto de vista físico, atestam a utilidade e fiabilidade deste tipo de metodologias na previsão de um parâmetro tão importante como o é a perda por inserção.

Agradecimentos

Este trabalho foi parcialmente financiado pela FCT/MCTES através de fundos nacionais (PIDDAC) no âmbito da Unidade de I&D Instituto para a Sustentabilidade e Inovação em Engenharia Estrutural (ISISE), sob a referência UIDB/04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020), e sob o Laboratório Associado Produção Avançada e Sistemas Inteligentes ARISE sob a referência LA/P/0112/2020, no âmbito do Projeto PTDC/ECI-EGC/3352/2021 (IntRail).

Este trabalho é financiado por fundos nacionais através da FCT - Fundação para a Ciência e a Tecnologia, ao abrigo do contrato de bolsa 2022.12096.BD atribuído ao 1º autor.

Este trabalho foi igualmente financiado por: Financiamento Base - UIDB/04708/2020 DOI 10.54499/UIDB/04708/2020 (https://doi.org/10.54499/UIDB/04708/2020) e Financiamento programático - UIDP/04708/2020 DOI 10.54499/UIDP/04708/2020 (https://doi.org/10.54499/UIDP/04708/2020) da Unidade de Investigação CONSTRUCT - Instituto de I&D em Estruturas e Construções - financiada por fundos nacionais através da FCT/MCTES (PIDDAC).

Bolsa Individual n. 2022.00898. CEECIND (Scientific Employment Stimulus - 5th Edition) financiada pela FCT (10.54499/2022.00898.CEECIND/CP1733/CT0005).

Referências

[1] A. Colaço, P. A. Costa, P. Amado-Mendes, L. Godinho, and R. Calçada, "Mitigation of vibrations and re-radiated noise in buildings generated by railway traffic: A parametric study," *Procedia Eng.*, vol. 199, pp. 2627–2632, 2017, doi: 10.1016/j.proeng.2017.09.401.

[2] C. Cai, L. Gao, X. He, Y. Zou, K. Yu, and D. Wu, "The surface wave attenuation zone of periodic composite in-filled trenches and its isolation performance in train-induced ground vibration isolation," *Comput. Geotech.*, vol. 139, no. June, p. 104421, 2021, doi: 10.1016/j.compgeo.2021.104421.

[3] R. D. Woods, "Screening of Surface Wave in Soils," *Journal of the Soil Mechanics and Foundations Division*, vol. 94, no. 4. pp. 951–979, 1968. doi: 10.1061/jsfeaq.0001180.

[4] S. Feng, J. Li, X. Zhang, Z. Chen, Q. Zheng, and D. Zhang, "Numerical analysis of buried trench in screening surface vibration," *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 126, no. August, p. 105822, 2019, doi: 10.1016/j.soildyn.2019.105822.

[5] J. Patrício, "Anexo ii.1 – extrato do documento guia para a minoração da ocorrência de potenciais situações de incomodidade ao ruído e vibração no interior de residências decorrentes da circulação do metropolitano (outubro 2018)," no. Outubro 2018, p. 2022, 2022.

[6] D. J. Thompson *et al.*, "Reducing railway-induced ground-borne vibration by using open trenches and soft-filled barriers," *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 88, pp. 45–59, 2016, doi: 10.1016/j.soildyn.2016.05.009.

[7] E. Çelebi, S. Firat, G. Beyhan, I. Çankaya, I. Vural, and O. Kirtel, "Field experiments on wave propagation and vibration isolation by using wave barriers," *Soil Dyn. Earthq. Eng.*, vol. 29, no. 5, pp. 824–833, 2009, doi: 10.1016/j.soildyn.2008.08.007.

[8] K. L. Leung, D. E. Beskos, and I. G. Vardoulakis, "Vibration isolation using open or filled trenches - Part 3: 2-D non-homogeneous soil," *Comput. Mech.*, vol. 7, no. 2, pp. 137–148, 1990, doi: 10.1007/BF00375927.

[9] A. S. and A. T. M., "Simplified Design for Vibration Screening by Open and In-Filled Trenches," *J. Geotech. Eng.*, vol. 117, no. 1, pp. 67–88, Jan. 1991, doi: 10.1061/(ASCE)0733-9410(1991)117:1(67).

[10] F. Fahy, *Foundations of Engineering Acoustics*. Elsevier, 2003. doi: 10.1016/B978-0-12-247665-5.X5000-0.

[11] F. Teixeira-Dias, J. P. Cruz, R. A. F. Valente, and R. J. A. Sousa, "Metodo dos Elementos Finitos Tecnicas de Simulacao Numerica em Engenharia," p. 489, 2007.

[12] R. P. Chapra, S. C.; Canale, *Métodos Numéricos para Engenharia*, 7ª edição. McGraw Hill Brasil, 2016.

[13] Y. Choi, D. Ahn, Y. Lee, and J. Ahn, "Compaction quality monitoring of open-graded aggregates by light weight deflectometer and soil stiffness gauge," *Sustainability*, vol. 12, no. 6, p. 2521, 2020.

[14] H. T. Thai, "Machine learning for structural engineering: A state-of-the-art review," *Structures*, vol. 38, no. December 2021, pp. 448–491, 2022, doi: 10.1016/j.istruc.2022.02.003.

[15] J. A. Flores, *Focus on artificial neural networks*. Nova Science Publishers, 2021.

[16] L. Pereira, L. Godinho, and F. G. Branco, "Predicting unconfined compression strength and split tensile strength of soil-cement via artificial neural networks," *Geomech. Eng.*, vol. 33, no. 6, pp. 611–624, 2023, doi: 10.12989/gae.2023.33.6.611.

[17] H. Lo Lee, J. S. Kim, C. H. Hong, and D. K. Cho, "Ensemble learning approach for the prediction of quantitative rock damage using various acoustic emission parameters," *Appl. Sci.*, vol. 11, no. 9, p. 4008, 2021, doi: 10.3390/app11094008.

[18] S. Tola, J. Tinoco, J. C. Matos, and E. Obrien, "Scour Detection with Monitoring Methods and Machine Learning Algorithms—A Critical Review," *Appl. Sci.*, vol. 13, no. 3, p. 1661, 2023, doi: 10.3390/app13031661.

[19] V. Kecman, *Support Vector Machines – An Introduction BT - Support Vector Machines: Theory and Applications*, vol. 47. Springer Science & Business Media, 2005. [Online]. Available: http://dx.doi.org/10.1007/10984697_1

[20] N. Deng, Y. Tian, and C. Zhang, "Support vector machines: Optimization based theory, algorithms, and extensions," *Support Vector Mach. Optim. Based Theory, Algorithms, Extensions*, pp. 1–315, 2012, doi: 10.1201/b14297.

[21] S. Shalev-Shwartz and S. Ben-David, *Understanding machine learning: From theory to algorithms*, vol. 9781107057. Cambridge university press, 2013. doi: 10.1017/CBO9781107298019.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MANEQUIM TÉRMICO-BIOMECÂNICO APLICADO EM SISTEMAS SUJETOS A ESCOAMNTOS TURBULENTOS E A VIBRAÇÕES EM REGIME TRANSITÓRIO

Eusébio Z. E. Conceição[1,4], Mª Inês L. Conceição[2], Margarida I. L. Conceição[2], Mª Manuela J. R. Lúcio[1] e João M. M. Gomes[3]

[1]Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade do Algarve, Campus de Gambelas, 8005-139 Faro, Portugal
{econcei@ualg.pt, maria.manuela.lucio@gmail.com}
[2]Instituto Superior Técnico, Av. Rovisco Pais, 1049-001 Lisboa, Portugal
{ines.conceicao@tecnico.ulisboa.pt, margarida.conceicao@tecnico.ulisboa.pt}
[3]CINTAL, Campus de Gambelas, 8005-139 Faro, Portugal
{jgomes@ualg.pt}
[4]ADAI, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Luís Reis Santos, Pólo II, 3030-788 Coimbra, Portugal
{econcei@ualg.pt}

Resumo

Neste trabalho é desenvolvido e aplicado um manequim térmico-biomecânico virtual utilizado em sistemas sujeitos a fluxo de ar turbulento e sistemas vibratórios. Este modelo numérico é aplicado na determinação do campo de temperaturas e de vibrações das diferentes partes do corpo humano, em regime de condições transitórias. O modelo numérico térmico, baseado em equações integrais de balanço de energia e massa, considera os sistemas de equações de primeira ordem, enquanto o modelo numérico biomecânico, baseado na equação de Newton, considera os sistemas de equações de segunda ordem. Este sistema de equações de segunda ordem é convertido num sistema de equações de primeira ordem. A resolução do modelo numérico é feita, para ambas as situações, através do método Runge-Kutta-Fehlberg com controlo de erro. Na resposta térmica do corpo humano, são apresentadas as evoluções, quer da velocidade do ar, quer da temperatura da pele. Por sua vez, na resposta biomecânica do corpo humano, são apresentadas as evoluções da vibração do chão e da vibração das diferentes seções do corpo humano. Na primeira situação é analisada uma frequência de flutuação da velocidade do ar, de 0.4 Hz e, na segunda situação, são analisadas frequências de vibrações da superfície do chão, de 100 e 1000 Hz. De acordo com os resultados obtidos, é possível verificar que o método Runge-Kutta-Fehlberg é capaz de resolver sistemas de equações com baixas frequências de flutuação da velocidade do ar, como com elevadas frequências de vibração da superfície do chão.

Palavras-chave: Resposta térmica e biomecânica do corpo humano, equações integrais de balanço de energia e massa, equação de Newton, método de Runge-Kutta-Fehlberg.

Abstract

In this work, a thermo-biomechanical mannequin is developed and applied to systems subject to turbulent airflow and vibrating structures. Under transient conditions, this numerical model is applied in the evaluation of the temperature and vibration field of different parts of the human body. Based on integral energy and mass balance equations, the thermal numerical model considers systems of first-order equations, while the biomechanical numerical model, based on Newton's equation, considers systems of second-order equations. This system of second-order equations is converted into a system of

first-order equations. For both situations, the numerical model is resolved using the Runge-Kutta-Fehlberg method with error control. In the thermal response of the human body, the evolution of both air speed and skin temperature are presented, while, in the biomechanical response of the human body, the evolution of the vibration of the ground and the vibration of the different sections of the human body are presented. In the first situation, the air speed fluctuation frequency of 0.4 Hz is analyzed, while in the second situation, ground surface vibration frequencies of 100 and 1000 Hz are analyzed. According to the obtained results, it is possible to verify that the Runge-Kutta-Fehlberg method can solve systems of equations with low frequencies of air velocity fluctuations, as well as systems of equations with high frequencies of vibration of the ground surface.

Keywords: Thermal response and biomechanics of the human body, Integral energy and mass balance equations, Newton's equation, Runge-Kutta-Fehlberg method.

PACS no. 43.40.At

1 Introdução

Os ocupantes em ambientes interiores de edifícios, veículos, entre outros, estão sujeitos a vários fatores que afetam o conforto, nomeadamente, o conforto térmico, qualidade do ar interior, ruído, vibrações, entre outros. No conjunto de diversificados autores que apresentam estudos sobre este assunto, Silva (2002) [1], refere, entre muitos, fatores de conforto que afetam os ocupantes em ambientes interiores. No estudo apresentado neste trabalho, serão abordados conceitos de conforto térmico, nomeadamente na componente térmica do corpo humano e conceitos de vibração, nomeadamente na componente biomecânica do corpo humano.

Assim sendo, as componentes térmica e biomecânica, requerem o desenvolvimento da geometria do corpo humano, a qual foi desenvolvida utilizando equações empíricas, em coordenadas cilíndricas e esféricas. Mais pormenores sobre este tema podem ser consultados em Conceição e Awbi (2021) [2] e Conceição *et al.* (2018) [3].

Na resposta térmica e biomecânica do corpo humano apresentada neste trabalho, é utilizado o método de Runge-Kutta-Fehlberg, com controlo de erros, sendo o mesmo aplicado em Conceição e Awbi (2021) [2] e Conceição *et al.* (2018) [3].

O modelo numérico térmico do corpo humano calcula o valor da temperatura do corpo humano. Este tipo de informação, para além de ser utilizado na avaliação do nível de conforto térmico, em regime permanente, é igualmente utilizado na avaliação do nível de resfriamento local, em regime transitório.

Na componente térmica do corpo humano é considerada a resposta térmica humana, desenvolvida utilizando equações integrais de balanço de energia e massa, o sistema de termoregulação, baseado em equações empíricas, e a resposta térmica do vestuário, desenvolvida utilizando equações integrais de balanço de energia e massa. Mais pormenores podem ser consultados em Conceição e Awbi (2021) [2] e Conceição *et al.* (2018) [3].

Na componente biomecânica do corpo humano, foi desenvolvida e apresentada por vários autores uma diversidade de trabalhos considerando o corpo humano dividido em vários elementos. Em Grieve e Goldman (1988) [4] foram considerados a cabeça, parte superior do tronco, braços-ombros, tórax-abdómen, coluna vertebral, ancas e pernas e por Bruel e Kjaer (1989) [5] foram analisados a cabeça, olhos, braços, antebraços, mãos, tórax, abdómen, coluna vertebral, coxas, pernas e pés. Por outro lado, Wu et al. (1999) [6] e Wu et al. (1999) [7] utilizaram modelos de assento humano e de suspensão de assento humano para analisar as vibrações do corpo humano, Kubo et al. (2001) [8] analisaram o modelo de vibração para humanos e AlShabi et al. (2016) [9] estudaram o efeito das vibrações mecânicas no corpo humano.

O modelo numérico biomecânico calcula o deslocamento, a velocidade e a aceleração a que cada elemento do corpo está submetido. O deslocamento, recorrendo a um software de espectro de potência, é utilizado para avaliar as frequências de vibração dominantes.
Na componente biomecânica, este estudo apresenta uma continuação de trabalhos anteriores, nomeadamente, Conceição e Lúcio (2004) [10] e de Conceição et al. (2020) [11]. Em Conceição e Lúcio (2004) [10], o modelo biomecânico calcula a aceleração, a velocidade e o deslocamento nas diferentes secções do corpo humano e avalia o desempenho de Runge-Kutta-Fehlberg, quando o corpo humano foi dividido em 42 elementos e quando o corpo está sujeito a estímulos locais na zona dos pés. Em Conceição et al. (2020) [11] são analisadas a resposta térmica/biomecânica humana, a validação e três aplicações. Na resposta térmica humana, a geometria humana e a distribuição da temperatura humana são avaliadas. Nos testes de validação foi feita a comparação entre as frequências de vibração de ressonância calculadas, do modelo biomecânico do corpo humano, e medidas, apresentadas em bibliografia especializada. Para avaliar esta comparação é feito um teste numérico, quando um ocupante em pé é submetido a um estímulo nos pés. A vibração e o espectro de potência foram calculados. De acordo com os resultados obtidos, foi possível verificar que, de uma forma geral, os resultados obtidos estão de acordo com os valores sugeridos apresentados na bibliografia. Nas três aplicações foi avaliada a influência da vibração periódica e aleatória nas vibrações mecânicas humanas. De acordo com os resultados obtidos verifica-se que a amplitude das vibrações é mais atenuada nas secções superiores do corpo humano quando é aplicada a vibração periódica ao nível do chão do que quando é aplicada a vibração aleatória. A amplitude das vibrações é mais atenuada nas partes inferiores do corpo humano quando é aplicada a vibração aleatória ao nível do piso do que quando é aplicada a vibração periódica ao nível do piso.
No presente estudo, a resposta térmica do corpo humano, apresenta as evoluções, quer da velocidade do ar, quer da temperatura da pele enquanto que a resposta biomecânica do corpo humano apresenta as evoluções da vibração do chão e da vibração das diferentes seções do corpo humano. Na primeira situação é analisada uma frequência de flutuação da velocidade do ar, de 0.4 Hz. Na segunda situação, são analisadas frequências de flutuações da superfície do chão, de 100 e 1000 Hz.

2 Modelo Numérico e Metodologia

Nesta secção serão apresentados os dois modelos, térmico e biomecânico, bem como a metodologia utilizada nas componentes térmica e biomecânica.

2.1 Resposta Térmica do Corpo Humano

O modelo numérico da resposta térmica humana considera o corpo humano dividido em 24 elementos cilíndricos (34 quando são considerados também os dedos) e 1 esférico, sendo cada um dividido em 4 partes (núcleo, músculo, gordura e pele), subdivididos em diversas camadas e ainda podendo ser protegidos das influências externas através de algumas camadas de roupas. No caso da pele, a mesma é dividida em 100 camadas.
O modelo numérico da componente térmica utilizado é divido em duas partes: resposta térmica do corpo humano e resposta térmica da pele. O primeiro modelo calcula a distribuição da temperatura do corpo humano, enquanto o segundo modelo, com informação calculada pelo primeiro modelo, calcula as flutuações da temperatura verificadas nas diferentes camadas da pele (incluindo os termo-receptores de calor e frio).
O sistema térmico humano e da pele considera as equações integrais do balanço de energia, para os tecidos do corpo humano e para a roupa, e as equações integrais do balanço de massa para o sangue e a água transpirada na superfície da pele e nas camadas da roupa.

2.2 Resposta Biomecânica do Corpo Humano

O modelo numérico biomecânico é dividido em 42 elementos (cabeça, globo ocular, maxilar, coluna vertebral, parede torácica, massa torácica e abdominal, ombros, braços, mãos, dedos, ancas, coxas, pernas e pés). Cada elemento é representado pelos seus elementos de massa equivalente, elásticos e de amortecimento.
O modelo numérico biomecânico é desenvolvido com base na equação de Newton aplicada em cada elemento. O sistema de equações integrais de segunda ordem obtido, que considera as forças elásticas e de amortecimento, é convertido num sistema de equações integrais de primeira ordem.

2.3 Metodologia

Na resposta térmica do corpo humano, são apresentadas as evoluções, quer da velocidade do ar, quer da temperatura da pele, enquanto, na resposta biomecânica do corpo humano, são apresentados as evoluções da vibração do chão e da vibração das diferentes seções do corpo humano. Na primeira situação é analisada uma frequência de flutuação da velocidade do ar, de 0.4 Hz. Na segunda situação são analisadas frequências de vibração da superfície do chão, de 100 e 1000 Hz.

3 Apresentação de Resultados e Discussão

3.1 Resposta Térmica do Corpo Humano

Na Figura 1 é apresentada a evolução do valor da velocidade do ar a que a pele está sujeita, enquanto na Figura 2 é apresentada a evolução do valor da temperatura da superfície da pele (Tsup), temperatura dos termo-recetores de frio (Tcold) e temperatura dos termo-recetores de calor (Twarm).

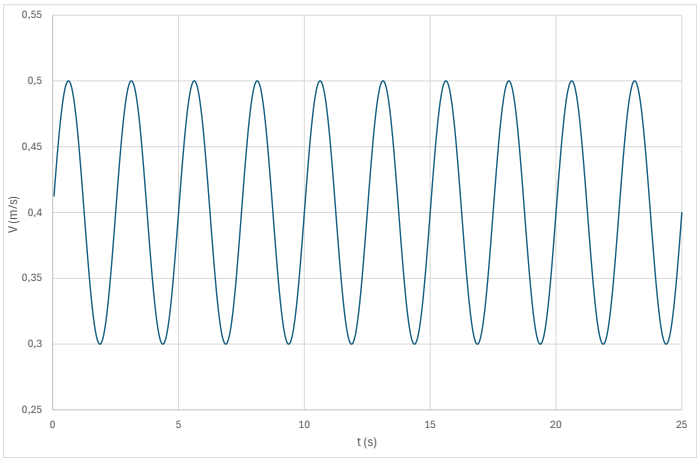


Figura 1 – Evolução do valor da velocidade do ar a que a pele está sujeita.

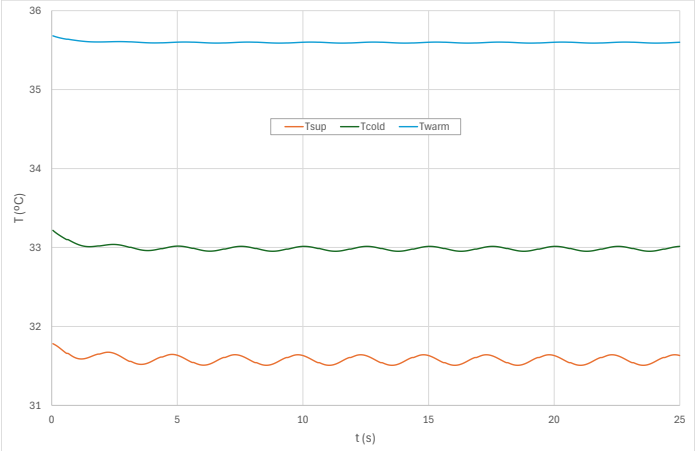


Figura 2 – Evolução do valor da temperatura da superfície da pele (Tsup), temperatura dos termoreceptores de frio (Tcold) e temperatura dos termoreceptores de calor (Twarm).

A resolução do sistema térmico, a que o corpo humano está sujeito, considera duas fases distintas: numa primeira fase, em regime permanente, o sistema considera uma velocidade do ar constante com um valor de 0.4 m/s. Numa segunda parte, em regime transitório, o sistema considera uma velocidade do ar sinusoidal.
De acordo com os resultados obtidos, é possível verificar que a transição do regime permanente para o regime transitório provoca um arrefecimento adicional. No entanto, o sistema térmico humano consegue compensar este arrefecimento. O impacto do arrefecimento, provocado pela flutuação da velocidade do ar, na superfície da pele é maior do que o impacto do arrefecimento na zona dos termoreceptores de frio. Por outro lado, o impacto do arrefecimento, provocado pela flutuação da velocidade do ar, na zona dos termoreceptores de frio é maior do que o impacto do arrefecimento na zona dos termoreceptores de frio.

3.2 Resposta Biomecânica do Corpo Humano

Na Figura 3 pode ser observado a evolução da deslocação do chão, para uma frequência de vibração de 100 Hz. Na Figura 4, são apresentadas as evoluções da deslocação dos pés (Figura a), da deslocação das coxas e das pernas (Figura b), da deslocação da cabeça (Figura c) e da deslocação do peito, abdómen, ombros, braços e mãos (Figura d), para uma frequência de vibração de 100 Hz.
Na Figura 5 pode ser observado a evolução da deslocação do chão, para uma frequência de vibração de 1000 Hz. Na Figura 6 são apresentadas as evoluções da deslocação dos pés (Figura a), da deslocação das coxas e das pernas (Figura b), da deslocação da cabeça (Figura c) e da deslocação do peito, abdómen, ombros, braços e mãos (Figura d), para uma frequência de vibração de 1000 Hz.
A deslocação do chão, quer com uma frequência de vibração de 100 Hz, quer com uma frequência de vibração de 1000 Hz, garante deslocações principalmente, por ordem decrescente, nos pés, pernas e coxas. Estas vibrações, atenuadas principalmente através da coluna, são mais reduzidas nas zonas superiores do corpo humano.
As vibrações na zona inferior do corpo estão em consonância com as vibrações no chão, enquanto que as vibrações na zona superior do corpo não estão em consonância com as vibrações no chão. Na zona superior do corpo existe um impacte mais intenso inicialmente e, ao longo de tempo, as vibrações vão sendo atenuadas.
As vibrações com frequências de 100 Hz apresentam maiores amplitudes do que as vibrações com frequências de 1000 Hz. Para vibrações com frequências de 1000 Hz apresentam, na zona superior do corpo, um impacto mais intenso inicialmente e, ao longo de tempo, as vibrações vão sendo atenuadas.

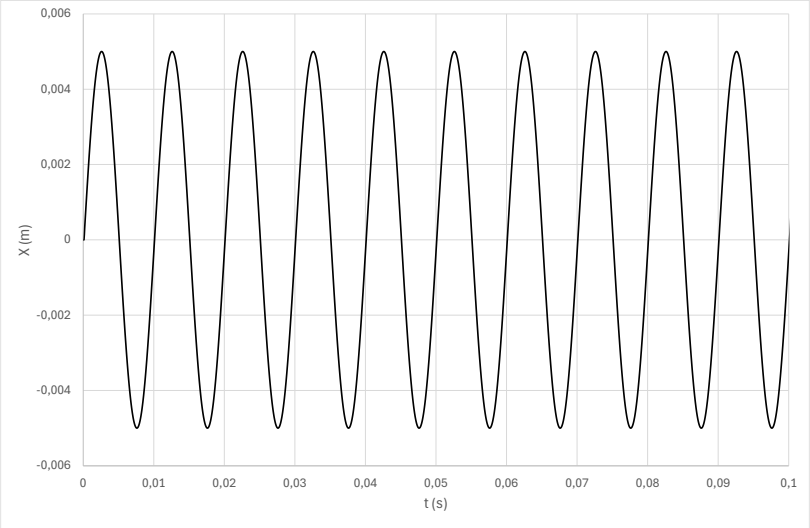
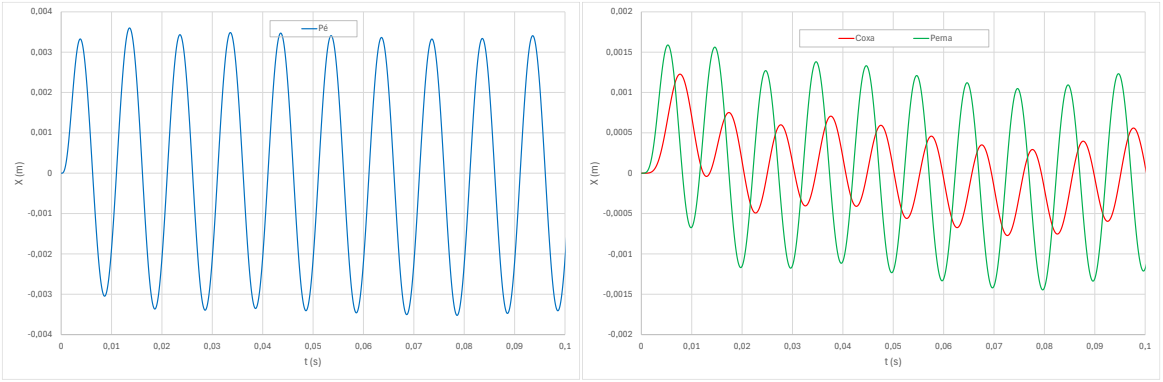
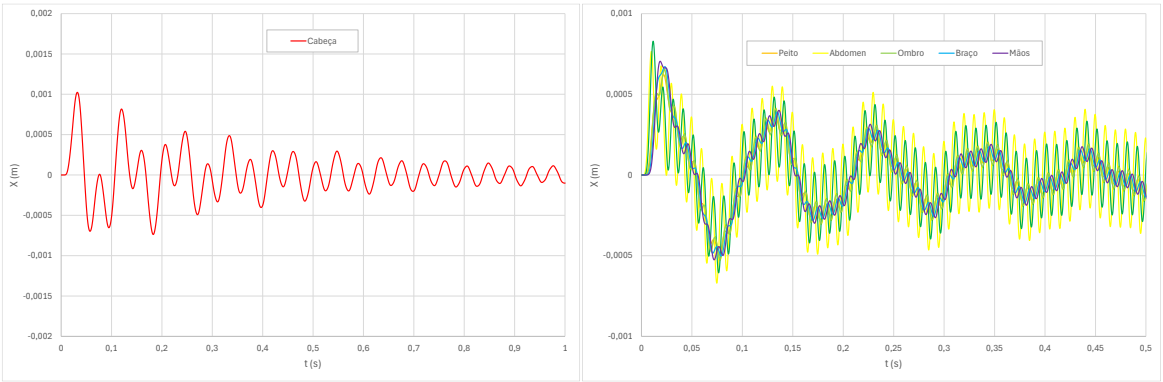


Figura 3 – Evolução da deslocação do chão, para uma frequência de vibração de 100 Hz.



a b



c d

Figura 4 – Evolução da deslocação dos pés (a), das coxas e das pernas (b), da cabeça (c) e do peito, abdómen, ombros, braços e mãos (d), para uma frequência de vibração de 100 Hz.

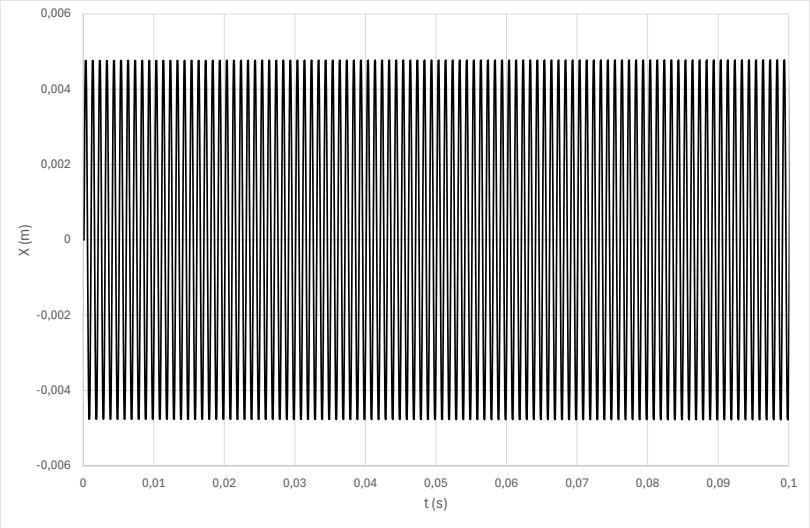
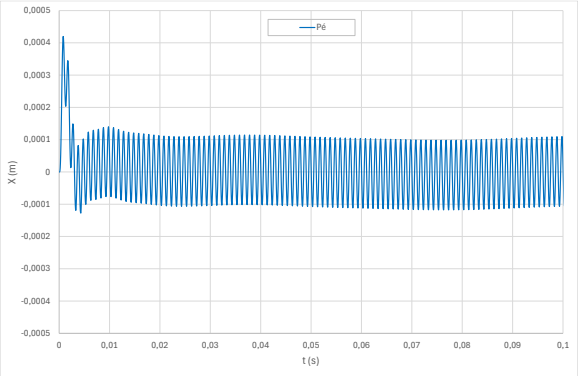
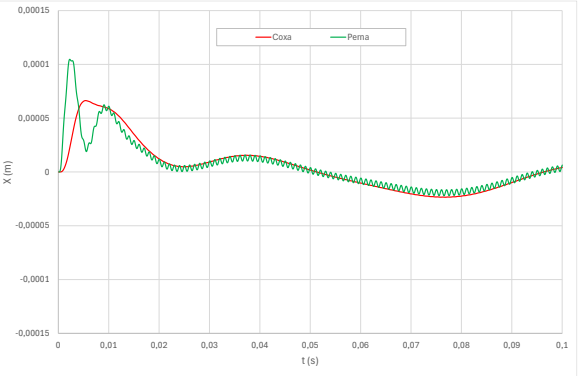


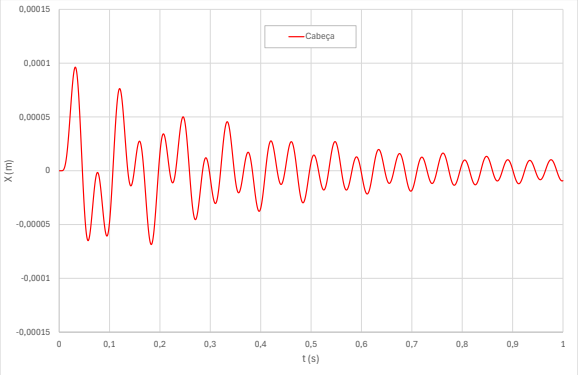
Figura 5 – Evolução da deslocação do chão, para uma frequência de vibração de 1000 Hz.



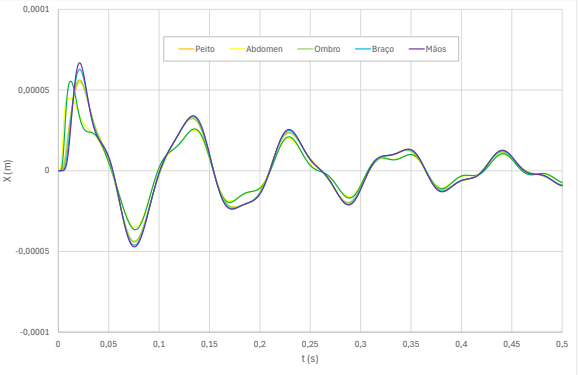
a



b



c



d

Figura 6 – Evolução da deslocação dos pés (a), das coxas e das pernas (b), da cabeça (c) e do peito, abdómen, ombros, braços e mãos (d), para uma frequência de vibração de 1000 Hz.

Neste estudo, para vibrações com frequências de 100 Hz e 1000 Hz, à semelhança do que se verificou no estudo térmico do corpo humano, o método de Runge-Kutta Felberg, com controlo de erro, é capaz de resolver sistemas de equações integrais, quer do sistema Biomecânico do corpo, para frequências mais elevadas (100 a 1000 Hz), quer do sistema térmico do corpo humano, para frequências mais baixas (0.4 Hz).

Conclusões

Neste estudo é desenvolvido e aplicado um modelo numérico que simula a resposta térmico-biomecânica do corpo humano. Um sinal de flutuação da velocidade do ar e dois sinais de vibração aleatórios diferentes do piso são simulados.

Na resposta térmica do corpo humano, é possível verificar que a transição do regime permanente para o regime transitório provoca um arrefecimento adicional. No entanto, o sistema térmico humano consegue compensar este arrefecimento. O impacto no arrefecimento na superfície da pele, provocado pela flutuação da velocidade do ar, é maior do que o impacto no arrefecimento na zona dos termo-recetores de frio. Por outro lado, o impacto no arrefecimento na zona dos termo-recetores de frio é maior do que o impacto no arrefecimento na zona dos termo-recetores de calor.

As vibrações na zona inferior do corpo estão em consonância com as vibrações no chão, enquanto que as vibrações na zona superior do corpo não estão em consonância com as vibrações no chão. Na zona superior do corpo existe um impacte mais intenso inicialmente e, ao longo de tempo, as vibrações vão sendo atenuadas. As vibrações com frequências de 100 Hz apresentam maiores amplitudes do que as vibrações com frequências de 1000 Hz. Para vibrações com frequências de 1000 Hz apresentam, na zona superior do corpo, um impacte mais intenso inicialmente e, ao longo de tempo, as vibrações vão sendo atenuadas.

Neste estudo, para vibrações com frequências de 100 Hz e 1000 Hz, à semelhança do que se verificou no estudo térmico do corpo humano, para flutuações da velocidade do ar com frequências de 0.4 Hz, o método de Runge-Kutta Felberg, com controlo de erro, é capaz de resolver sistemas de equações integrais, quer do sistema biomecânico do corpo, para frequências mais elevadas (100 a 1000 Hz), quer do sistema térmico do corpo humano, para frequências mais baixas (0.4 Hz).

Agradecimentos

Os autores gostariam de agradecer o apoio do projeto (SAICT-ALG/39586/2018), DOI: 10.54499/SAICT-ALG/39586/2018, financiado pelo Programa Operacional Regional do Algarve, através do Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional (FERER), e a Fundação para a Ciência e a Tecnologia (FCT).
Os autores também gostariam de agradecer ao projeto (UIDB/50022/2020), DOI: 54499/UIDB/50022/2020, financiado pela Fundação para a Ciência e a Tecnologia (FCT).

Referências

[1] M. C. G. Silva, “Measurements of Comfort in vehicles,” *Meas. Sci. Technol.*, vol. 13, pp. 41–60, 2002.

[2] E. Z. E. Conceição and H. B. Awbi, Evaluation of the integral effect of thermal comfort, air quality and draught risk for desks equipped with personalized ventilation systems, Energies, 2021, 14(11), 3235.

[3] E. Z. E. Conceição, J.P.Farinho and M. M. J. R. Lúcio, Numerical and experimental study of personalized ventilation installed in a double occupation desk placed nearby a window subjected to solar radiation, International Journal of Ventilation, 2018, 17(3), pp. 166–186

[4] H. E. Grieve and D. E. Goldman, *Effect on Sock and Vibration on Man*, Third Edit. McGraw-Hill, 1988.

[5] B. & Kjaer, "Human Vibration," Naerum, Denmark, 1989.

[6] S. R. and P. E. B. X. Wu, "Study of Human-Seat Interactions for Dynamic Seating Comfort Analysis, in Human Factors in Audio Interior System, Driving and Vehicle Seating," *Soc. Automot. Eng.*, pp. 137–146, 1999.

[7] S. R. and P. E. B. X. Wu, "Dynamic Performance of Suspension Seats Under vehicular Vibration and Shock Excitations, in Human Factors in Audio Interior System, Driving and Vehicle Seating," *Soc. Automot. Eng.*, pp. 147–159, 1999.

[8] M. Kubo, F. Terauchi, H. Aoki, and Y. Matsuoka, "An investigation into a synthetic vibration model for humans: An investigation into a mechanical vibration human model constructed according to the relations between the physical, psychological and physiological reactions of humans exposed to vibration," *Int. J. Ind. Ergon.*, 2001, doi: 10.1016/S0169-8141(00)00052-4.

[9] M. AlShabi, W. Araydah, H. ElShatarat, M. Othman, M. B. Younis, and S. A. Gadsden, "Effect of Mechanical Vibrations on Human Body," *World J. Mech.*, 2016, doi: 10.4236/wjm.2016.69022.

[10] E. Z. E. Conceição and M. J. R. Lucio, "Human body biomechanical and thermal response models," in *INTER-NOISE and NOISE - Congress and Conference Proceedings*, 2004, vol. 2004, no. 3, pp. 3678–3684.

[11] E. Z. E. Conceição, Mª I. L. Conceição and Mª M. J. R. Lúcio "Development of an Integrated Numerical Model of the Thermo-Physiological and Biomechanical Human System Applied in Occupied Spaces", INTER-NOISE 2020 e-congress – 49th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Advances in Noise and Vibrations Control Technology, Seoul, South Korea, 23-26 August 2020.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ESTUDO EXPERIMENTAL DE REDUÇÃO DE RUÍDO DE ROTORES POR MODIFICAÇÕES NOS BORDOS DE ATAQUE E DE FUGA DAS PÁS

João M. G. S. Oliveira[1], Filipe S. R. P. Cunha[1], Rodrigo Z. Chiusoli[2]

[1]IDMEC, DEM, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa
{joliveira@tecnico.ulisboa.pt, filipescunha@tecnico.ulisboa.pt}
[2]Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa
{ rodrigo.chiusoli@usp.br}

Resumo
O incremento no uso de drones e outros veículos de asa rotativa tem levado a um crescente interesse no ruído produzido por rotores. Um destas formas de reduzir este ruído é o recurso a modificações na forma das pás dos hélices. O objetivo deste estudo é avaliar experimentalmente o efeito que modificações dos bordos de ataque e de fuga das pás de um hélice têm na emissão de ruído de um rotor com escoamento axial. As pás foram projetadas usando modelos CAD 3D e produzidas por meio de manufatura aditiva. Foram testadas sete pás com modificações no bordo de ataque e oito com modificações no bordo de fuga, bem como uma pá de controle não-modificada. Todos os hélices foram produzidos no Instituto Superior Técnico e testadas no Túnel de Vento Aeroacústico. Os resultados obtidos mostram que algumas das modificações efetuadas podem levar a uma redução do ruído emitido por um rotor a pairar, com apenas uma pequena degradação de desempenho aerodinâmico.

Palavras-chave: ruído de rotores, ruído de drones, bordo de fuga, bordo de ataque

Abstract
The increase in the use of drones and other rotating wing vehicles has led to an increasing interest in the noise produced by rotors. One way to reduce that noise is to modify the shape of the rotor blades. The purpose of this study is to assess experimentally the effect of changes in the leading and trailing edge of the rotor blades on the noise emission of a rotor with axial flow. The blades were designed using CAD 3D models and produced using additive manufacture. One unmodified control blade, seven blades with changes in the leading edge and eight blades with modifications in the trailing edge were tested. All blades were produced at Instituto Superior Técnico and tested at the Aeroacoustic Wind Tunnel. The results show that some of the changes can lead to a reduction in the emitted noise with only a small degradation in the aerodynamic performance

Keywords: rotor noise, drone noise, leading edge, trailing edge.

PACS no. 43.50.Lj, 43.50.Gf

1 Enquadramento

Nos últimos anos, a poluição sonora tem recebido uma crescente atenção em relação às suas consequências para o meio ambiente e a humanidade. A Organização Mundial da Saúde afirma que o ruído é um é uma fonte de stress que tem mostrado ter um efeito adverso na saúde humana, especialmente após a exposição a longo prazo [1]. A União Europeia tem trabalhado numa política padronizada há mais de vinte anos e implementou medidas durante esse período que visam reduzir a geração de som que atinge níveis excessivos.
O aumento do uso de Veículos Aéreos Não Tripulados (VANT ou drones) pequenos chama a atenção devido à sua operação em proximidade com populações e também ao ambiente em que operam. A especulação sobre o estabelecimento de serviços logísticos utilizando esses drones, o uso já comum para videografia e outras aplicações de captura de imagens, bem como o uso recreativo simples, mostram que a gama de possibilidades de utilização dos drones é variada. Assim, projetar produtos que apresentem menores emissões de ruído contribuirá para a menor perturbação do ambiente em que esses drones operam.
O ruído gerado por uma asa deve-se ao ruído próprio, com origem no ruído produzido vórtice de bordo marginal e no ruído do bordo de fuga, devido a efeitos viscosos na camada limite; e ao ruído devido à turbulência do escoamento incidente, dependente das características deste. Num rotor é necessário ainda ter em conta que o escoamento é não estacionário e que existem efeitos da interação entre a esteira de uma pá e a pá seguinte.
Uma das formas de diminuir a ruído provocado por asas é efetuar modificações no bordo de fuga ou no bordo de ataque [2]. Os estudos feitos em pás de rotores são mais escassos.
O foco deste estudo é realizar testes experimentais de hélices de pequenos drones com parâmetros variados de modificações tanto de borda de fuga quanto de borda de ataque, medir, adquirir e analisar os dados relativos ao desempenho aeroacústico e aerodinâmico durante os testes, e, por fim, comparar os resultados que essas modificações têm em relação a uma hélice de referência e também entre si. No total, dezasseis pás diferentes foram produzidas e testadas, sendo: uma hélice de referência (base), sete hélices com modificações de borda de ataque sinusoidal, sete hélices com modificações de borda de fuga em formato de serra, e uma com modificações de borda de fuga curva. Todas as pás têm pelo menos uma variação de extensão, amplitude e/ou comprimento de onda das modificações em relação umas às outras.

2 Modificações à forma da pá

Este estudo avalia o efeito que variações nas serrilhas de borda de fuga (TE) e borda de ataque (LE) têm na produção de som e nas forças aerodinâmicas geradas por pás de hélices (rotores) de drones. Isso é feito variando o comprimento e a largura das serrilhas, para diferentes pás, a fim de obter informações sobre como cada modificação afeta a pá. Todas as pás foram projetadas começando com o perfil padrão o perfil alar NACA0018, tiveram suas coordenadas processadas para obter a pá desejada usando o Microsoft Excel e foram finalmente modeladas usando o software Siemens Solid Edge. Posteriormente, as pás projetadas foram “fatiadas” usando o software Cura e posteriormente impressas em 3D. Por fim, as pás receberam um tratamento de superfície antes de serem usadas nos testes.

2.1 Geometria da Pá

A geometria da hélice base utiliza um perfil alar NACA0018 da raiz à ponta, com uma corda que cresce linearmente da raiz até uma seção localizada em cerca de 30% da envergadura da pá, e depois diminui linearmente até o início da ponta da pá. Cada pá tem uma envergadura total de 177,5 mm e um ângulo

de picada que varia linearmente ao longo da sua envergadura, começando em 0,167º no início da ponta e terminando em 11º na raiz. As pás foram impressas em pares e fixadas pela secção central (hub), com um quarto da secção central na extremidade e metade da altura da secção central da sua seção média removida, facilitando a ligação entre as duas partes.

2.2 Modificações das Serrilhas

As modificações do bordo de ataque (LE) terão um formato sinusoidal, enquanto as modificações do bordo de fuga (TE) consistirão principalmente de serrilhas triangulares em formato de serra. Além disso, para uma pá, foi criada uma serrilha TE com formato de "dente de ferro", conforme utilizado em Avallone et al. [3]. Variações do comprimento de onda e amplitude serão analisadas, separadamente uma da outra, em pás modificadas no LE e separadamente no TE. Portanto, foi decidido aumentar e diminuir ambos os parâmetros, um de cada vez, o que proporcionaria uma quantidade adequada de pás a serem analisadas.

2.2.1 Serrilhas da Borda de Ataque (LES)

Para todas as secções onde as LES estão presentes, a pá de referência original é modificada pela variação linear simples do bordo de ataque (da referência) para as serrilhas sinusoidais desejadas para este estudo. As modificações sinusoidais foram escolhidas para ter variações entre 10 mm, 15 mm e 20 mm em comprimento de onda (λ) e que a amplitude incluiria variações com 1/4, 1/3 e 2/5 da corda. As serrilhas sinusoidais podem ser vistas na figura 1, que mostra uma das pás finais utilizadas neste estudo. As outras pás desenvolvidas seguem o mesmo processo de criação.

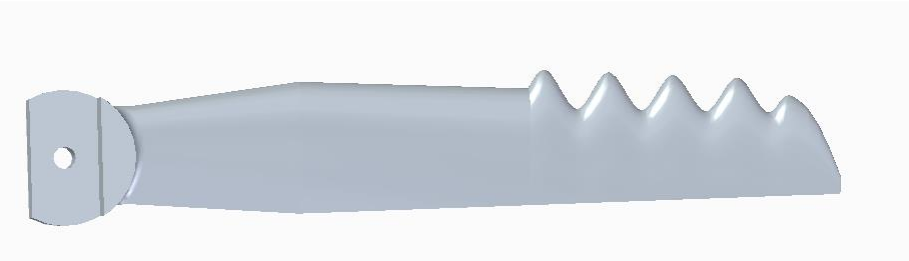


Figura 1 - Pá com LES.

2.2.2 Serrilhas de Borda de Fuga (TES)

Existem dois tipos diferentes de serrilhas para a borda de fuga analisadas: serrilhas em formato de serra e serrilhas em formato de "dente de ferro". A diferença entre ambas é mostrada na Figura 2 e consiste exclusivamente no formato da serrilha, mantendo as demais dimensões preservadas. Devido às limitações do método de impressão 3D, é impossível produzir pás com serrilhas no bordo pontiagudas, pois a espessura da camada impressa pode não coincidir com o final da modificação, o que poderia, em última instância, gerar serrilhas com tamanhos e acabamentos finais diferentes. Assim, as pás fabricadas têm o último quarto das serrilhas cortado, numa tentativa de padronizar os resultados de fabricação. A ponta plana tem um comprimento de metade do comprimento de onda da serrilha. Essa decisão é vem na sequência de [4], que concluiu que a maior parte da redução de ruído nas serrilhas ocorre na raiz da serrilha, não na ponta.

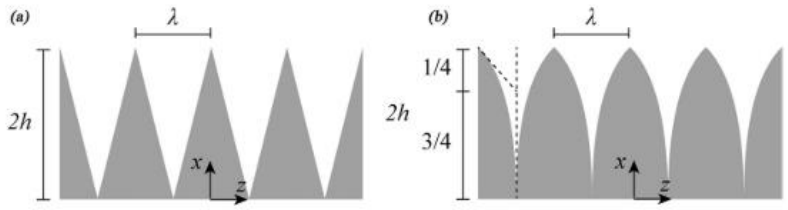


Figura 2 - Características das serrilhas de borda de fuga, obtidas de [5].

Os novos perfis alares modificados com TE terão serrilhas com variações entre 1/5, 1/8 e 1/10 da corda para o comprimento de onda (λ) e variações entre 1/5, 1/4 e 3/10 da corda em amplitude. Uma representação completa das pás TES pode ser vista na Figuras 3, que mostra duas das pás finais usadas neste estudo.

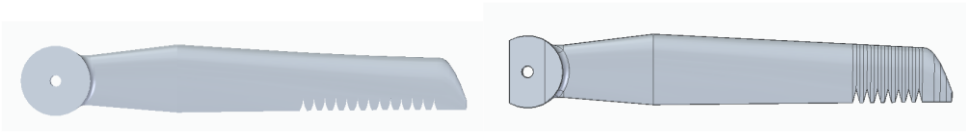


Figura 3 - Pás TES em formato “dente de ferro” (esquerda) e serra (direita).

A lista completa de todas as pás utilizada neste trabalho, bem como os acrónimos usados para identificar cada uma delas, encontra-se na tabela 1

Tabela 1 – Listagem das pás utilizadas, indicando as modificações no bordo de ataque (LE) e no bordo de fuga (TE) efectuadas.

Number	Modification	Serration				Acronym for Blade	Blade Area (mm^2)	Percentage of Baseline Area
		Type	Span (%)	Wavelength (λ)	Amplitude (2h)			
1	-	-	-	-	-	Baseline	4180.38	100.00%
2	LE	Sinusoidal	20	15 mm	c/3	LE20-15-1/3	4275.40	102.27%
3			60	15 mm	c/3	LE60-15-1/3	4337.07	103.75%
4			40	15 mm	c/3	LE40-15-1/3	4303.85	102.95%
5			40	10 mm	c/3	LE40-10-1/3	4350.67	104.07%
6			40	20 mm	c/3	LE40-20-1/3	4285.54	102.52%
7			40	15 mm	c/4	LE40-15-1/4	4283.91	102.48%
8			40	15 mm	2c/5	LE40-15-2/5	4322.77	103.41%
9	TE	Iron-Shaped	40	c/8	c/4	TE Ironhead	4107.58	98.26%
10		Sawtooth	20	c/8	c/4	TE20-1/8-1/4	4148.33	99.23%
11			60	c/8	c/4	TE60-1/8-1/4	4067.14	97.29%
12			40	c/8	c/4	TE40-1/8-1/4	4126.90	98.72%
13			40	c/10	c/4	TE40-1/10-1/4	4132.90	98.86%
14			40	c/5	c/4	TE40-1/5-1/4	4122.22	98.61%
15			40	c/8	c/5	TE40-1/8-1/5	4125.68	98.69%
16			40	c/8	3c/10	TE40-1/8-3/10	4125.58	98.69%

3 Procedimento experimental

Os testes das pás consistem em medir tanto os resultados de desempenho acústico quanto aerodinâmico para todas as pás desenvolvidas em diferentes velocidades de rotação. Foram efetuados testes para velocidades de rotação entre 1000 rpm e 4500 rpm, em intervalos de 500 rpm. O procedimento experimental versou-se em duas componentes fundamentais: as medições para o desempenho aerodinâmico e as medições acústicas. No desempenho aerodinâmico pretende-se conhecer quais as forças e torques envolvidos para assim conhecer as potências (mecânicas) necessárias para gerar as forças. Na parte acústica foram medidas as pressões acústicas de maneira a caracterizar o ruído produzido por cada rotor.

3.1 Forças e momentos

A parte experimental é baseado em [6]. Dado pretender-se apenas a fazer testes num só rotor de cada vez, escolheu-se tubo instrumentado (IT) com 3 pontes de extensómetros que permite obter as forças na direcção axial, F_x, e paralela, F_y, assim como o torque no motor M_x. A Figura 4 permite obter uma melhor visualização do tubo e orientação dos eixos.

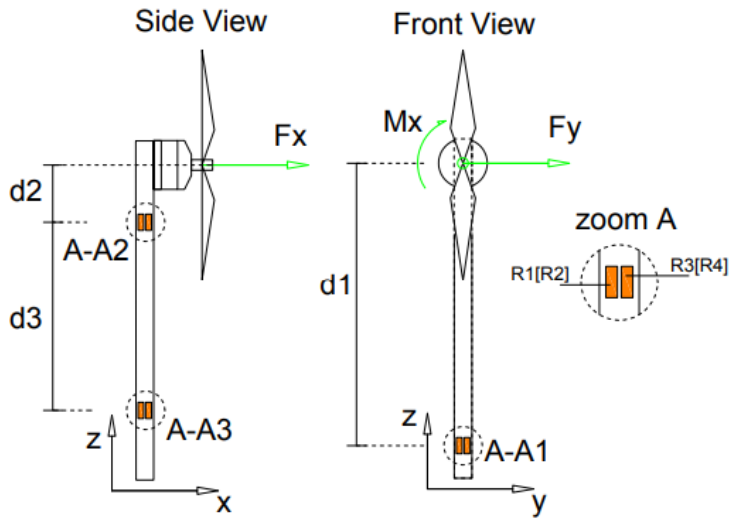


Figura 4 – Esquema dos pontos de aplicação das pontes de extensómetros assim como da orientação dos eixos das forças e momentos (torque) [6]

Os detalhes do sistema de aquisição de dados, aerodinâmico e acústico, podem ser encontrados em [5].

3.2 Medições acústicas

O sistema de aquisição acústico consistia em 6 microfones Bruel & Kjær Precision Array Type 4958, cujo sinal condicionado (PCB Piezotronics Signal Conditioner) era adquirido pelo PC através de uma placa PCIe-6353 DAQ. O software utilizado para a aquisição de dados foi o National Instrument's LabView. O programa utilizado desenvolvido por Duarte [7] and Pereira [8]. Dado que o objectivo do trabalho é a medição de som nas frequências preceptivas pelo ouvido humano as frequências analisadas foram na gama 20 a 20000 Hz. O programa LabView foi feito de maneira a adquirir e analisar a informação de cada microfone separadamente. De cada vez que o programa é utilizado adquire

informação durante 20 segundos com uma taxa de aquisição de 100000 Hz, satisfazendo a frequência mínima de amostragem de maneira a obedecer ao teorema de amostragem de Nyquist, dado que a frequência máxima a ser medida é de 20000Hz. O programa adquire 50000 pontos de amostragem durante os 20s de operação.
A figura 5 mostra a localização dos microfones relativamente ao rotor. Os primeiros 5 microfones foram colocados à mesma altura do centro do rotor, com este montada no sistema de aquisição, com diferentes ângulos em relação ao plano de rotação da mesma, conforme a tabela 1. A distância dos microfone ao rotor é de 2,48 m.

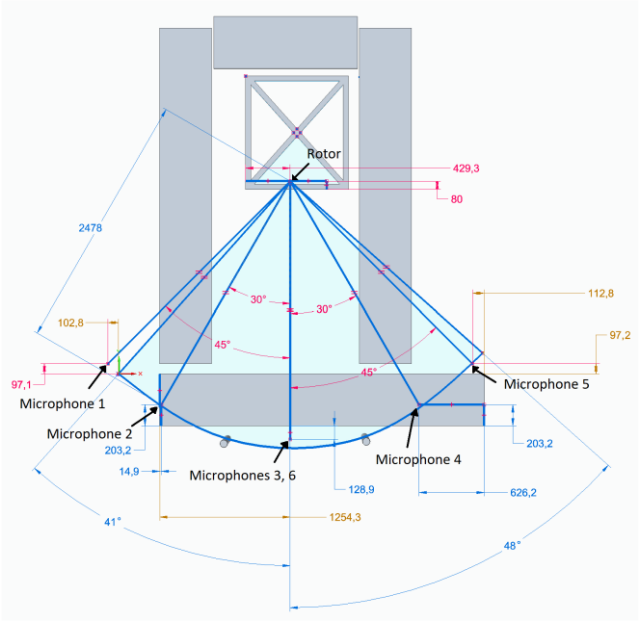


Figura 5 – Posicionamento dos microfones: vista de topo

Tabela 2 – Posicionamento dos microfones em relação ao plano de rotação do rotor.

Microfone	Posição
1	-45º
2	-30º
3	0
4	30º
5	45º
6	0

O sexto microfone foi posicionado com um ângulo de 0º mas numa posição superior ao centro do rotor. De notar que valores de ângulos negativos indicam que o posicionamento do microfone é feito do lado da sucção do rotor, sendo positivos se estão do lado da esteira do rotor
A figura 6 mostra uma fotografia da montagem experimental.

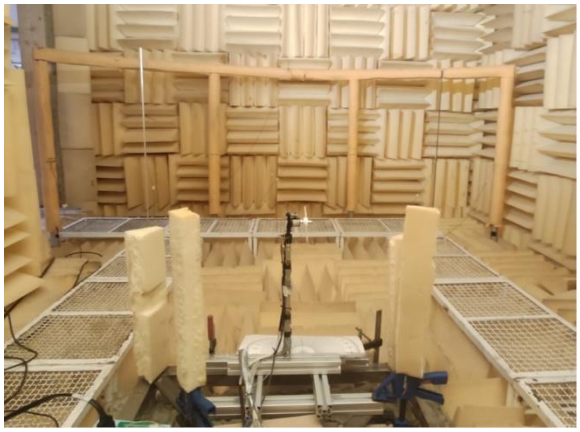


Figura 6 – Vista do Esquema do sistema experimental tendo o suporte dos microfones em segundo plano.

4 Resultados acústicos

Verificou-se que a velocidades do rotor mais baixas as modificações no bordo de ataque são, em geral, menos ruidosas. No entanto, os rotores de pequenos drones apresentam habitualmente velocidades de rotação elevadas. Por isso, serão discutidos apenas os resultados obtidos para uma velocidade do rotor de 4000 rpm.

A figura apresenta o espectro de pressão acústica obtido no microfone 4 para um rotor à velocidade de 4000 rpm, para todas as pás. É possível observar que o ruído da versão base (curva a preto) é superior a todas as modificações para uma larga gama de frequências. Na zona de frequências mais baixas, é possível também observar os picos de ruído associados à frequência de passagem das pás e suas harmónicas. Observa-se também que o ruído de banda larga (*broadband*) acima de 2kHz é mais elevado para as pás com modificações no bordo de fuga (curvas em tons de verde ou azul), exceto para muito altas frequências. Verifica-se também um pico de ruído entre os 7kHz e os 8 kHz, associado ao ruído produzido pelo motor elétrico.

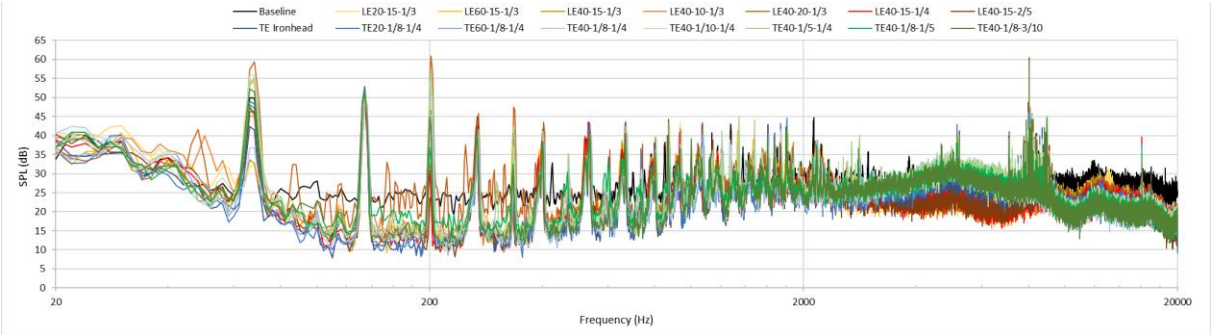


Figura 7 – Espectro de pressão acústica (SPL) obtido no microfone 4 para um rotor à velocidade de 4000 rpm, para todas as pás

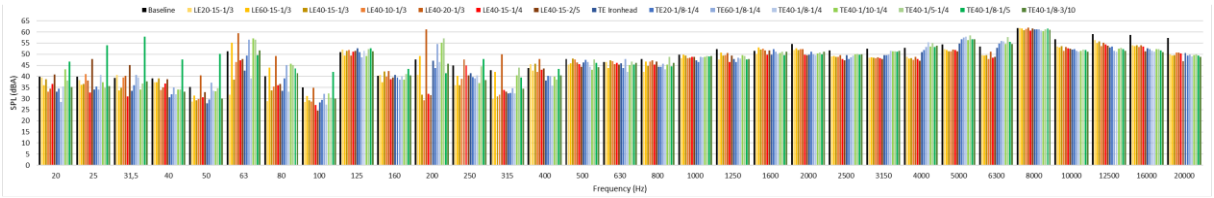


Figura 8 – Espectros de SPL em bandas de 1/3 de oitava para rotor a 4000 rpm para o microfone 4.

Na figura 8 apresentam-se os espectros do nível de pressão acústica (SPL) para bandas de 1/3 de oitava, medidos pelo microfone 4. A velocidade do rotor é de 4000 rpm e apresenta-se resultados para todas as pás. A frequência de corte da câmara acústica onde foram feitos os ensaios é de 200 Hz. Acima dessa frequência verifica-se que as modificações feitas nas pás conduzem a uma redução de ruído em quase todas as bandas, embora para algumas frequências as modificações no bordo de fuga possam aumentar o ruído produzido. Verifica-se também que as modificações no bordo de ataque são, em geral, preferíveis, exceto para frequências acima dos 10 kHz.

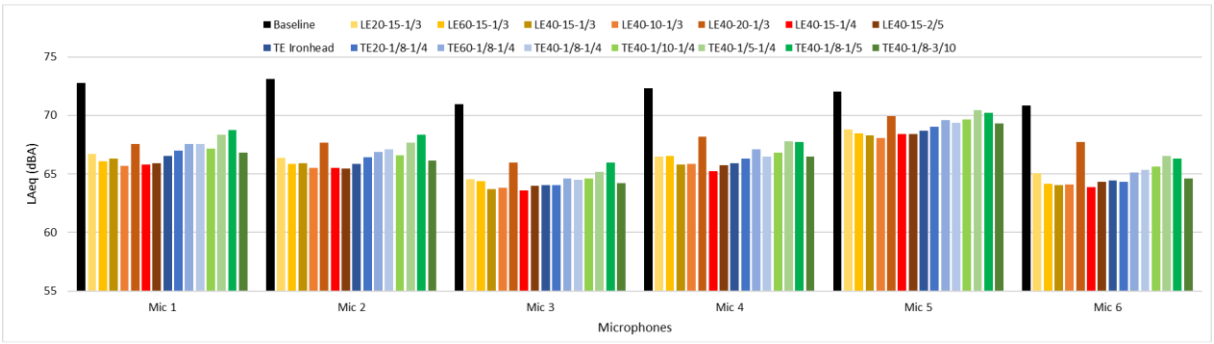


Figura 9 – LAeq medido a uma velocidade angular de rotação de 4000 rpm para todas as pás, por microfone.

Conclusões semelhantes são também obtidas a partir da figura 9, que mostra o nível equivalente LAeq para as várias pás e para todos os microfones. Verifica-se em todos os casos uma significativa redução de ruído face à pá não modificada, que pode ser superior a 6 dB. A redução não é igual para todos os microfones, o que significa que a diretividade tem um papel importante.

Para tentar captar o efeito médio em todas as direcções, determinou-se o nível médio obtido com todos os microfones, que se apresenta na figura 10. Aqui é possível verificar que, para velocidades de rotação mais elevadas (e mais de acordo com as velocidades típicas em drones pequenos), as modificações no bordo de ataque são mais eficazes na redução de ruído.

Rotation	Blade							
	Baseline	LE20-15-1/3	LE60-15-1/3	LE40-15-1/3	LE40-10-1/3	LE40-20-1/3	LE40-15-1/4	LE40-15-2/5
1000	67,198	57,060	57,060	55,784	57,708	63,013	61,816	56,968
1500	66,591	58,602	57,312	57,206	58,058	-	58,355	59,604
2000	59,947	60,806	59,455	62,074	59,516	62,032	61,966	59,490
2500	61,787	61,787	62,434	64,725	62,281	62,426	61,145	61,646
3000	66,682	68,683	62,973	62,205	62,499	62,258	62,531	63,281
3500	69,161	64,471	65,351	64,251	64,307	64,263	65,051	64,668
4000	71,994	66,344	65,907	65,677	65,523	67,831	65,405	65,642
4500	70,100	66,869	66,381	66,468	65,997	67,485	66,267	68,645

Rotation	Blade							
	TE Ironhead	TE20-1/8-1/4	TE60-1/8-1/4	TE40-1/8-1/4	TE40-1/10-1/4	TE40-1/5-1/4	TE40-1/8-1/5	TE40-1/8-3/10
1000	59,449	57,717	59,933	57,774	57,063	57,564	58,956	59,279
1500	57,936	59,237	57,975	58,734	58,418	58,125	62,816	58,002
2000	59,551	59,933	60,070	58,734	59,951	61,564	61,092	60,258
2500	63,030	61,904	61,538	61,958	62,282	62,355	62,059	61,764
3000	62,785	62,844	63,109	62,921	63,488	64,738	63,108	62,922
3500	64,780	64,622	64,504	64,657	65,011	67,044	64,853	64,715
4000	65,913	66,184	66,803	66,732	66,742	67,671	67,888	66,263
4500	66,973	67,116	67,888	67,708	67,563	69,709	68,026	67,487

Figura 10 – Média do nível LAeq medido em todos os microfones, para cada velocidade de rotação e pás com modificação no bordo de ataque (em cima) e no bordo de fuga (em baixo).

5 Desempenho aerodinâmico

A análise do desempenho aerodinâmico tem que analisar não só a força que está a ser desenvolvida mas também a potência necessária para desenvolver essa força. Apesar dos ensaios serem feitas a velocidade de rotação pré-definidas é usual definir um parâmetro que relacione a força gerada com a potência consumida. Este parâmetro, FM, do inglês Figure of Merit, relaciona a potência medida, P_{medido}, com a potência ideal teórica P_I obtida através da teoria do momento linear com a força que está a ser gerada pelo rotor T, em condições de voo pairado ver [5]

$$P_I = T^{\frac{3}{2}}/\sqrt{2\rho A}\,, \tag{1}$$

onde ρ é a densidade do ar e A a área do rotor. Sendo assim FM é definido por

$$FM = P_I/P_{medido}\,, \tag{2}$$

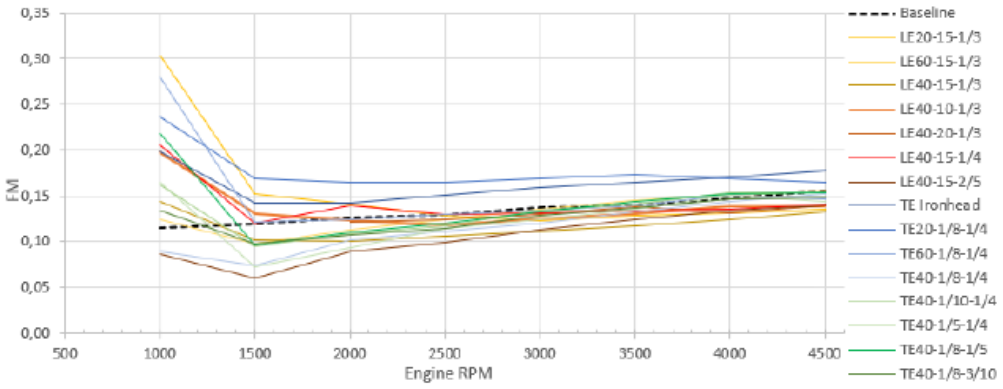


Figura 11 – Variação do parâmetro FM com a velocidade de rotação.

A Figura 11 mostra a variação deste parâmetro com velocidade de rotação. Para menores velocidade de rotação há uma maior dispersão nos resultados mas para velocidades maiores os rotores com pás modificadas tendem a seguir o comportamento do rotor base onde, por exemplo os rotores LE40-10-1/3 e LE40-15-1/4 têm valores FM similares ao rotor base para depois ter um desempenho pior para velocidade de rotação mais elevadas. Este parece ser um comportamento comum na pás com modificações LE. Já as pás com modificações TE têm um desempenho similar ao rotor base.
No entanto a comparação não deve ser feita com base na velocidade de rotação mas deve ser feita comparando a força gerada, T, ou a sua adimensionalização, C_T, corrigida pela solidez do rotor, σ, definido como o rácio da área efectiva de todas as pás pela área total do rotor. Na Figura 12 apresenta-se a variação do rácio C_T/σ com FM.

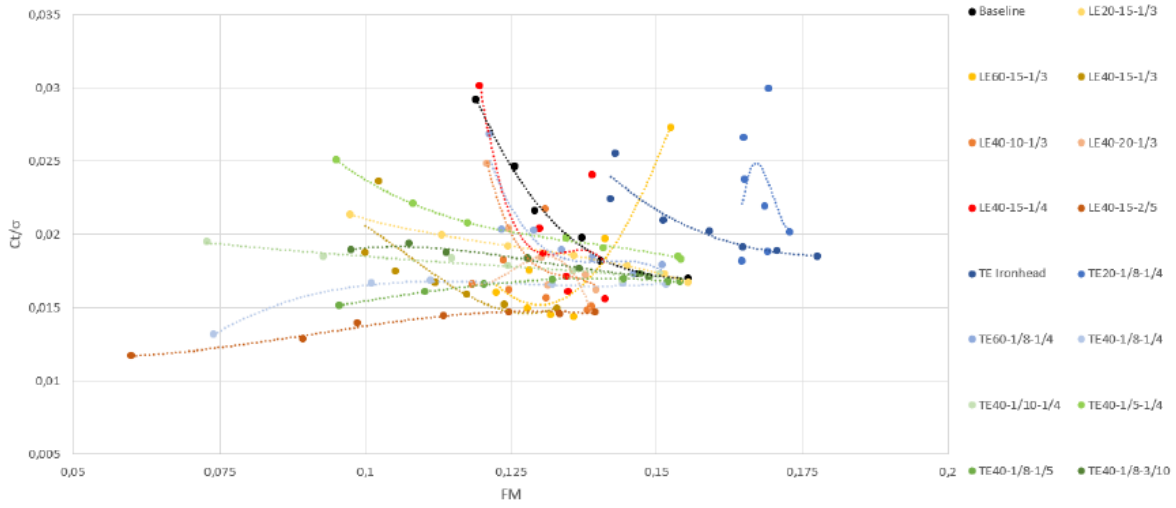


Figura 12 – relação do rácio C_T/σ parâmetro FM .

A análise da Figura 12 é dificultada pela dispersão de dados. No entanto verifica-se mais uma vez que a maior parte dos rotores modificados tem uma perda de desempenho com reduções do parâmetro FM para o mesmo rácio C_T/σ, no entanto para duas das pás TE Ironhead e TE20-1/8-1/4 os resultados mostram um melhor desempenho do que o rotor com as pás base.

6 Conclusões

O ruído emitido por um rotor foi medido para uma geometria das pás não modificada, baseada num perfil NACA0018, e para várias modificações da geometria quer no bordo de ataque quer no bordo de fuga. Verificou-se que as modificações contribuíram para uma redução do ruído, sendo mais promissoras as modificações efetuadas no bordo de ataque. O desempenho aerodinâmico das pás é penalizado pelas modificações, mas parece manter-se em níveis aceitáveis.

Agradecimentos

Os autores agradecem à da Fundação para a Ciência e a Tecnologia (FCT) o suporte financeiro deste projecto, através do projecto de financiamento LAETA ***(DOI: 10.54499/UIDB/50022/2020).***

Referências

[1] World Health Organization Regional Office for Europe. Environmental noise guidelines for the european region. Technical report, 2018.

[2] Chong, T. P., Vathylakis, A., McEwen, A., Kemsley, F., Muhammad, C., & Siddiqi, S. (2015) Aeroacoustic and Aerodynamic Performances of an Aerofoil Subjected to Sinusoidal Leading Edges. 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Dallas, Texas, USA, pages 1–19.

[3] Avallone, F., van der Velden, W. C., & Ragni, D. (2017). Benefits of curved serrations on broadband trailing-edge noise reduction. *Journal of Sound and Vibration*, 400:167–177.

[4] van der Velden, W. C., & Stefan Oerlemans. (2017). Numerical analysis of noise reduction mechanisms on improved trailing edge serrations using the Lattice Boltzmann method. AIAA SciTech Forum - 35th Wind Energy Symposium, Grapevine, TX, USA, (January):1–24, 2017.

[5] Chiusoli, R. Z. (2022). Experimental Study of Modifications of Drone Propeller Blades for Noise Reduction and Performance. Master's thesis, Instituto Superior Técnico - Universidade de Lisboa.

[6] Amado, I. S. (2017). Experimental Comparison of Planar and Coaxial Rotor Configurations in Multi-rotors. Master's thesis, Instituto Superior Técnico - Universidade de Lisboa.

[7] Duarte, P. M. (2020). Novel concepts for noise mitigation of small UAV rotors Aerospace Engineering. Master's thesis, Instituto Superior Técnico - Universidade de Lisboa. URL: https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/cursos/meaer/dissertacao/1128253548922422.

[8] Pereira, F. A. (2017). Development and testing of an acoustic measurement system for the IST Aeroacoustic Wind Tunnel. Master's thesis, Instituto Superior Técnico - Universidade de Lisboa. URL https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/cursos/meaer/dissertacao/1691203502343078.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CHARACTERIZATION AND ANALYSIS OF RAILWAY NOISE FROM A VIADUCT IN THE METRO DO PORTO

João Lázaro[1, 2], Aires Colaço[1], Ana Ramos[1], Pedro Alves Costa[1]

[1]Construct, Faculty of Engineering (FEUP), University of Porto, Porto, Portugal
{joao.lazaro@amplitude-ac.eu, aires@fe.up.pt, aramos@fe.up.pt, pmbcosta@reit.up.pt}
[2]Amplitude Acoustics - Acústica e Vibração, Lda. – Portugal

Resumo

O ruído gerado por pontes representa uma forma particular de ruído ferroviário com influência significativa nos níveis de ruído ambiental, uma vez que pode registrar valores até 10 dB superiores aos registrados em vias ditas convencionais. O desenvolvimento deste tipo de ruído está associado a dois mecanismos principais. Em primeiro lugar, as vibrações transmitidas para a estrutura elevada durante a passagem do veículo. As vibrações são posteriormente irradiadas pela estrutura sob a forma de ruído com níveis sonoros consideravelmente altos. Em segundo lugar, o método de fixação da via à superestrutura desempenha um papel crucial, uma vez que influencia a vibração da via e sua interação com a estrutura da ponte/viaduto.

Este estudo tem como objetivo caracterizar um viaduto que faz parte do projeto de extensão da rede de metro do Porto, na linha D. A estrutura em análise consiste num tabuleiro metálico curvo, com a via apoiada em lajes de betão colocadas sobre o tabuleiro. Com recurso a uma câmara acústica, são identificados pontos de maior radiação de ruído para determinar os mecanismos responsáveis pela radiação de ruído resultante da passagem dos comboios.

Palavras-chave: ruído de pontes, ruído ferroviário, câmara acústica, medições experimentais.

Abstract

The noise generated by bridges represents a particular form of railway noise with significant influence on environmental noise levels, as it can register values up to 10 dB larger than those recorded on conventional tracks. The development of this type of noise is associated with two main mechanisms. Firstly, vibrations transmitted to the elevated structure during vehicle passage. These vibrations are subsequently radiated by the structure in the form of noise with considerably high sound levels. Secondly, the rail connection to the superstructure plays a crucial role, influencing rail vibration and its interaction with the bridge/viaduct structure.

This study aims to characterize a viaduct that is part of the extension project of the Porto metro network, on line D. The structure under analysis consists of a curved metallic deck, with the concrete slab track placed on the deck. Using an acoustic camera, locations of higher noise radiation are identified to determine the mechanisms responsible for noise radiation from the structure due to train passage.

Keywords: bridge-borne noise, railways noise, acoustic camera, experimental measurements.

PACS no. 43.20.Ye, 43.50.Lj, 43.50.-x , 43.50.Rq

1 Introduction

Railway noise depends on of various factors such as train speed, type of vehicle, and track composition. The noise significantly increases when crossing large structures like bridges, compared to the noise generated on conventional tracks.
Noise levels vary depending on the type of structure, the connection of the track to the deck, the speed of the trains, and the characteristics of the vehicles. The noise is caused by vibrations transmitted to the elevated structure during the passage of trains. These vibrations are radiated by the structure as noise, which can reach considerably high sound levels, according to the literature [1, 2].
With the construction of a viaduct with a metal deck as part of the extension of the line D of the Porto metro, this study aims to characterize the noise induced by the passage of railway vehicles on this infrastructure. Additionally, it aims to compare the measured noise levels with previously recorded data across the Porto metro network to identify whether there is a significant difference and any specific phenomena related to the viaduct's structure.

2 Characterization of the viaduct

The viaduct being characterized is part of the construction of the extension of the line D of the Metro of Porto, located in the metropolitan area of Porto. This mixed-structure viaduct has a length of 420 meters and weighs over 2,700 t [3, 4].
As seen in Figure 1, the viaduct is situated in a densely populated urban area, notably close to the A1 highway, a major road transport infrastructure.
The viaduct has a curved geometry with a radius of 202 meters and an inclination of about 2% in the North-South direction.



Figure 1 - Spatial location of the viaduct (*Google Earth, 14-07-2024*)

As explained, the deck consists of concrete slabs on which the track rests. The sleepers supporting the rails are not rigidly connected to the deck slab], as shown in the Figure 2. Pads were placed under the sleepers to prevent the transmission of vibrations to the deck structure. However, this choice results in a very low decay rate for the rail, promoting its vibration as it functions like a long bar emitting noise [1].



Figure 2 - Detail of the connection between the sleepers and the concrete slab.

In this context, it is plausible to state that there are three main noise components associated with the viaduct under analysis:

- Direct noise from wheel/rail contact;
- Radiation from the rail;
- Radiation from the bridge structure.

3 Experimental Approach

Considering the spatial limitations around the viaduct, a two-step approach was chosen. On one hand, a microphone was placed on the deck of the viaduct to record noise close to the vehicle. On the other hand, additional measurement points were selected on the surrounding streets, and the signal was acquired using an acoustic camera. The goal is to determine whether any part of the structure exhibits particularly high noise radiation levels, or if the structure emits noise in a uniform manner. The Figure 3 details the locations of the microphone and the acoustic camera. The microphone position is indicated as M1 (the microphone is on the viaduct deck), and the two positions of the acoustic camera are indicated as AC1 and AC2 (the camera is placed at ground level). The acoustic camera plays a crucial role in this type of work.
In this case, the Nor848B acoustic camera from Norsonic is used. This advanced tool allows for visualizing sound sources and swiftly identifying potential noise sources that might not be detectable through traditional acoustic measurements alone.
Thanks to its precise ability to detect noise sources, it is essential for conducting this type of work, as highlighted in various studies available in the literature [5-10].



Figure 3 - Location of measurement points.

4 Results

4.1 Introductory note

These results provide valuable insights into the local noise conditions and enable a comparison with the records from other parts of the surface metro infrastructure of the Porto Metro.
The Porto surface metro network is notable for its extensive characterization of noise generated by railway vehicles. The network encompasses a wide range of track solutions and various types of vehicles, creating a unique opportunity to evaluate how noise levels fluctuate and identify the factors that contribute to higher noise levels.
The data collected, in previous studies [11-12], demonstrate significant variability due to several factors, including vehicle speed, type of vehicle, track geometry, and the type of track. For instance, measurements near the Luiz I bridge - a metallic structure with different construction principles compared to the viaduct in question - showed noise levels up to 15 dB higher than those recorded on conventional tracks, such as those with grass embedded rails, even at lower vehicle speeds.
This variability highlights the influence of infrastructure design and track installation methods on noise levels. Specifically, the viaduct's curved geometry, track attachment method, and overall infrastructure contribute to its unique noise profile.
The data collected from the viaduct are particularly valuable. They not only enrich the existing dataset but also help in understanding how different types of infrastructure affect noise levels. This information is crucial for assessing the noise impact of railway vehicles on such infrastructures and for developing strategies to manage and mitigate noise in similar settings.

4.2 Results of Viaduct Characterization

The results pertain to the operation of Eurotram vehicles traveling at approximately 40 km/h. As depicted in the Figure 4, the records of two distinct events exhibit remarkably similar behavior. There is a pronounced presence of high frequencies, which is attributed to the curve that the vehicle navigates. The differences observed are due to local effects, such as irregularities in the wheels, among other factors that cannot be controlled with this type of analysis.
The L_{Aeq} values recorded are similar for Train 1 and Train 2.

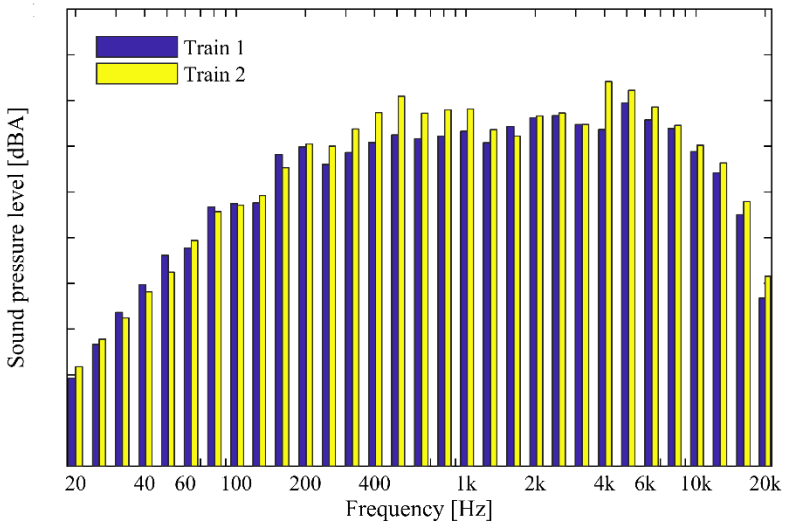


Figure 4 – Sound Pressure Levels at measurement point M1: Train 1 vs. Train 2.

Associated with the curved track and the increased sound pressure levels due to the inability of the train wheels to smoothly navigate the curve is a type of noise known as Curve Squeal. This type of noise is primarily tonal in nature, linked to the vibration modes of the train wheels.
Nonetheless, very high energy levels are observed, and, at certain moments, during the vehicle's passage, the entire frequency spectrum is excited, with a particular emphasis, once again, on the high frequencies.

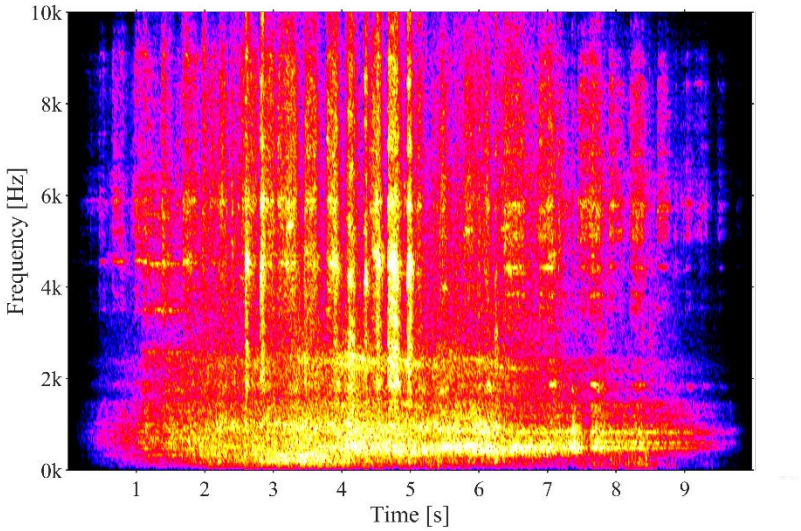


Figure 5 – Noise spectrum from the passage of Train 1 at measurement point M1.

Regarding the obtained results and considering previous experimental campaigns mentioned in the introduction, a comparison can be made between the noise levels resulting from the vehicles traveling on the viaduct and the noise levels recorded on conventional tracks.
Notably, results were collected from tracks on ballast, tracks surrounded by grass, and slab tracks, which are common in Metro do Porto network. It is important to highlight that the slab track referenced here shares characteristics with the track on the viaduct. The similarities include the type of construction system, as the viaduct track is also a slab track, and the geometry of the layout, i.e., a curved track.
From the Figure 6 analysis, it can be observed that, in general, the noise levels recorded on the viaduct are higher than those on the other tracks, particularly in the case of the ballast track and the grass-embedded track. However, for the track defined as a "slab track," the behavior is very similar to the results obtained on the viaduct. This similarity is due to the curve described by the vehicle and the track's inability to absorb sound energy, as seen in the other two cases mentioned.
Finally, slightly higher noise levels are observed on the viaduct track compared to the other tracks, especially between 200 Hz and 400 Hz. Although there are no certainties regarding the reasons for the higher low-frequency values on the viaduct, one possible explanation lies in the rail fastening system. The presence of elastomeric material that disconnects the track from the viaduct slab results in a very low decay rate. Thus, the rail tends to radiate more energy through its vibration. Additionally, the potential radiation from the viaduct structure itself, although minimal, should not be discounted, as it may explain the differences detected in the low frequencies.

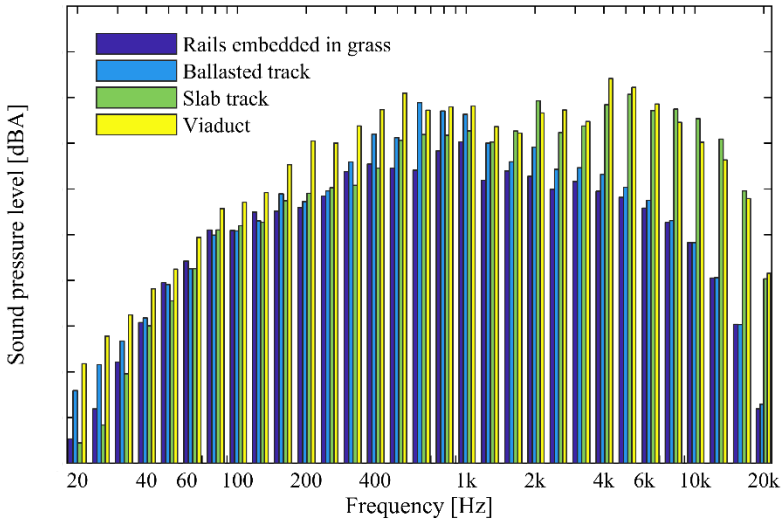
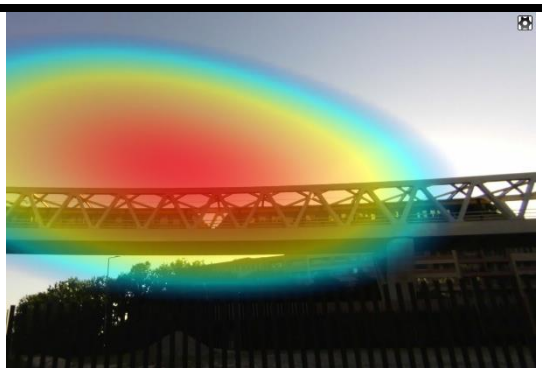
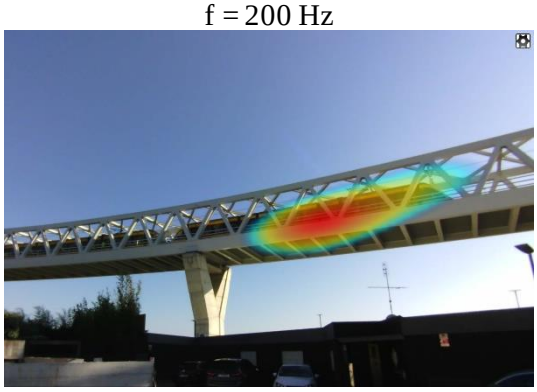
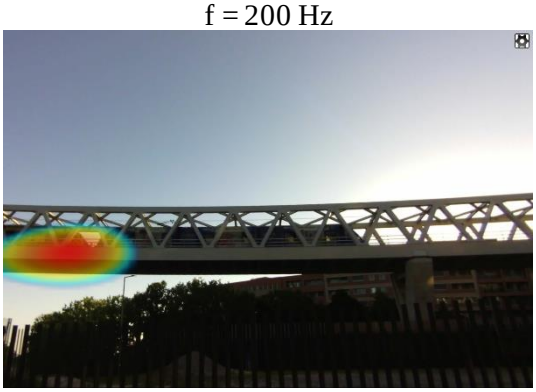
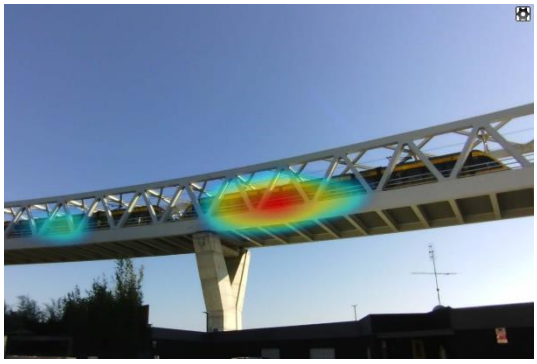
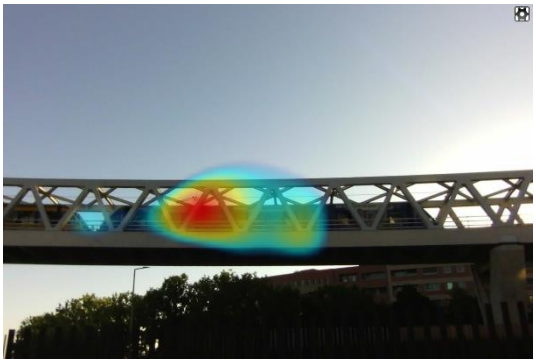


Figure 6 - Sound Pressure Levels for different railways systems measured in similar conditions.

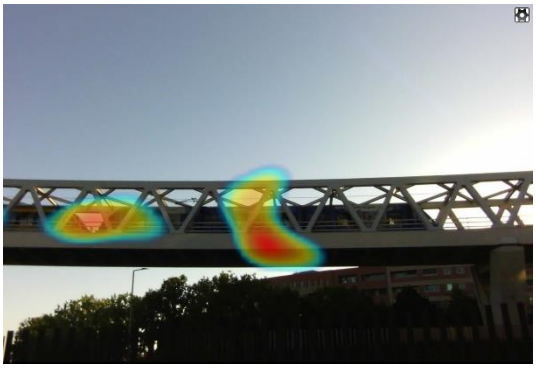
As observed, the noise levels on the viaduct are higher than those identify for the first two railway systems (rails embedded in grass and ballasted track) and similar to those found for the slab track (in a curve). However, it is important to note that the geometry of the track significantly influences the obtained values, as well as other factors mentioned previously.
In addition to the results obtained from the microphones, the acoustic camera was also used for characterization. This instrument, positioned at the level of the nearby streets (see Figure 3), helps to corroborate the previous conclusions. Below are cross-sections of the trains passage for different frequencies at two different positions (AC1 and AC2).
From the analysis of the Figure 7, it can be seen that the color maps for higher frequencies are concentrated at the base of the viaduct, revealing the noise generated by wheel-rail contact. This corroborates the previously analyzed sound pressure levels at the receptors located at the viaduct's deck level. Additionally, some intensity of noise sources associated with catenary noise is evident. Among

the various figures presented, certain color maps show significant intensity, indicating relevant noise levels compared to rolling noise.
Regarding low-frequency noise, the color maps do not clearly indicate its origin. It is most likely a combination of various external sources along with noise induced by the vehicle's passage, rather than a possible radiation of noise from the viaduct structure itself. It is important to remember that the camera was positioned on the ground, close to the viaduct and very near some residential buildings.

AC1	AC2
	
f = 200 Hz	f = 200 Hz
	
f = 1000 Hz	f = 1000 Hz
	
f = 3000 Hz	f = 3000 Hz



f = 4000 Hz



f = 4000 Hz

Figure 7 – Noise sources identified by the acoustic camera for different locations and frequencies.

5 Conclusion

The aim of this study was to analyze the noise levels associated with the passage of railway vehicles over a viaduct that is part of the Porto metro network extension. This viaduct is a unique structure, being a mixed construction consisting of metal trusses and a reinforced concrete slab, and it describes a curve with a radius of approximately 200 meters. The track, which is mounted on the slab, is properly isolated to mitigate vibrations transferred to the structure.
Given this configuration, it was plausible to consider various scenarios to explain the origin of the noise, and it became evident that there is a significant presence of high frequencies due to the track geometry. This scenario is consistent with the results presented by the author in previous studies for a slab track also featuring a curve.
In addition to this, there is the possibility that the rail and even the viaduct structure itself may contribute to the noise levels, although their contribution is relatively minimal.
In conclusion, the results obtained with the acoustic camera reveal high noise levels at ground level and near some residential buildings, resulting from the passage over the viaduct.

Acknowledgements

This work was financially supported by: Base Funding - UIDB/04708/2020 with DOI 10.54499/UIDB/04708/2020 (https://doi.org/10.54499/UIDB/04708/2020) and Programmatic Funding -UIDP/04708/2020 with DOI 10.54499/UIDP/04708/2020 (https://doi.org/10.54499/UIDP/04708/2020) of the CONSTRUCT - Instituto de I&D em Estruturas e Construções - funded by national funds through the FCT/MCTES (PIDDAC); Project PTDC/ECI-EGC/3352/2021, funded by national funds through FCT/ MCTES; Individual Grant no. 2022.00898. CEECIND (Scientific Employment Stimulus - 5th Edition) provided by FCT (https://doi.org/10.54499/2022.00898.CEECIND/CP1733/CT0005).

The authors thank Metro do Porto SA for granting access to the metro network for measurement purposes.

References

[1] Thompson, D. (2008). *Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control*. Elsevier.

[2] Janssens, M. H. A., & Thompson, D. J. (1996). A calculation model for the noise from steel railway bridges. *Journal of Sound and Vibration*, *193*(1), 295-305.

[3] Metro do Porto. (2022, October 25). *Já começou a montagem do viaduto de Santo Ovídio*. Metro Do Porto. https://www.metrodoporto.pt/pages/699?news_id=442

[4] ECO. (2024, June 28). Linha Amarela do Porto construída com recentes tecnologias. Eco. https://eco.sapo.pt/2024/06/28/linha-amarela-do-metro-do-porto-construida-com-recentes-tecnologias/

[5] Kümmritz, S., & Movahed, A. (2020). Visualisation of train noise with acoustic cameras. *27th International Congress on Sound and Vibration*.

[6] Zvolenský, P., Leštinský, L., Ďungel, J., & Grenčík, J. (2021). Pantograph impact on overall external noise of a railway vehicle. *Transportation Research Procedia*, *55*, 661-666.

[7] Polak, K., & Korzeb, J. (2022). Acoustic signature and impact of high-speed railway vehicles in the vicinity of transport routes. *Energies*, *15*(9), 3244.

[8] Jeong, Y., Kim, W., Lee, I., & Park, Y. (2019). Systematic experimental approach to determine banging noise source and location of a steel box girder using vibroacoustic analysis. *Journal of Performance of Constructed Facilities*, *33*(3), 04019033.

[9] Zvolenský, P., Leštinský, L., Ďungel, J., & Grenčík, J. (2021). Acoustic diagnostics of railway vehicles. *Transportation Research Procedia*, *55*, 667-672.

[10] Dinhobl, G., Petz, M., Kümmritz, S., & Hutterer, H. (2021). On Measurement of Railway Noise: Usability of Acoustic Camera. In *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems: Proceedings of the 13th International Workshop on Railway Noise, 16-20 September 2019, Ghent, Belgium* (pp. 234-241). Springer International Publishing.

[11] dos Santos, J. M. L. (2024). Soluções Inovadoras para Barreiras Acústicas em Ambiente Ferroviário.

[12] Lázaro, J., Costa, P. A., & Godinho, L. (2024). Experimental Light Rail Traffic Noise Assessment in a Metropolitan Area. *Applied Sciences*, *14*(3), 969.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ASPECTS OF POINT AND LINE SOURCE ISSUES IN ARTIFICIAL VIBRATION EXCITATION USING VIBRATION GENERATORS

Michael Österreicher[1]

[1] iC group vienna
{m.oesterreicher@ic-group.org}

Abstract
Within the design process of new railway lines, vibration and structure-borne noise forecasts are an integral part of planning. Already during the planning phase, appropriate countermeasures (such as mass-spring systems) must be considered, as they can have a significant impact on the design, such as the cross-sectional area of tunnel excavations.
These preliminary calculations are mostly performed using geodynamic experimental and modelling methods. Investigations that take place before construction, however, are fraught with numerous uncertainties, making verification measurements necessary after the completion of the structural shell in tunnel constructions or the substructure in open tracks, to re-evaluate the previously planned measures. For this purpose, for example, artificial vibrations are induced using a vibration generator on the structural shell of the tunnel or substructure, and simultaneous vibration measurements are carried out at the source and in nearby affected properties. Vibration exciters from the field of exploration seismology are usually available for vibration induction. However, it should be noted that excitations using vibration generators, unlike train-induced vibrations, should be considered as point sources.
In the present work, the issue of point and line source characteristics of different excitations is examined in detail. As part of this work, a method is introduced that allows for the conversion of emissions measured using a vibration generator into real train emissions. This is done by using superposition, considering local admittances or transfer functions.

Keywords: Vibrations, Vibration excitation, vibration forecast

PACS nº: 43.40.Ph, 93.85.-q, 43.20Tb, 34.50Ez

1 Introduction

The expansion of railway infrastructure is one of the key tasks in addressing the challenges of a necessary traffic shift. Dense and efficient railway networks can be a factor in reducing individual traffic and the associated CO_2 emissions. An essential factor in this context is also that the railway lines are easily accessible. However, this means that they need to be brought closer to existing residential areas, which makes issues with emissions generated by the railway, such as noise, vibrations, and the like, more relevant.
The execution of vibration forecasts [1]–[3] during the early planning phases, as well as measurements after the completion of individual project phases, are today commonly seen as standard in the field of railway infrastructure planning.

Calculations made during the design phase also provide the basis for the dimensioning of vibration protection measures, which need to be known at an early project stage. These forecasts are typically based on in-situ experiments to determine the geo- and structural dynamic parameters, as well as on comparative measurements of vibration emissions.

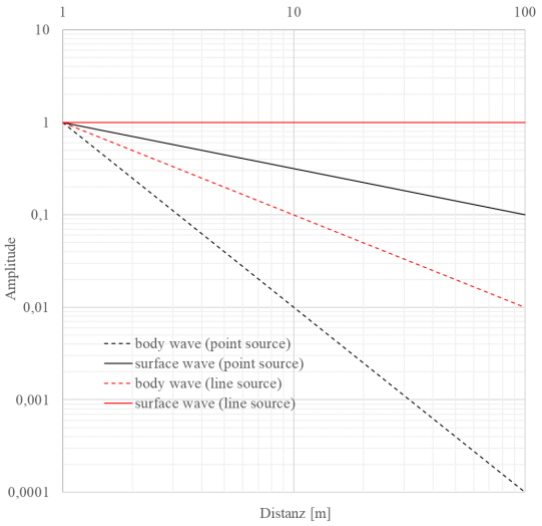
2 Basics

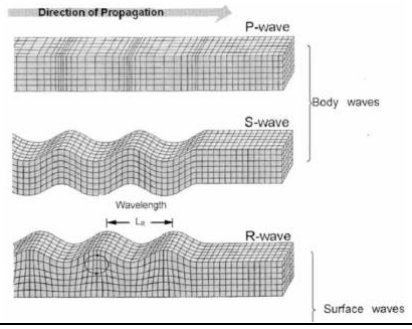
2.1 Seismic waves

Surface or subsurface excitations, such as passing trains, propagate through the ground in a wave-like manner. This results in different types of waves [4], [5] which spread through the ground in various ways. As a significant simplification in vibration analysis, it is assumed that due to the very small displacements, linear-elastic behavior in the ground is given. A detailed derivation of the wave equations for the elastic half-space is omitted here; representations of this can be found, for example, in [5]–[7].
In the case of periodic excitations, stationary waves are formed whose phase velocity c indicates the propagation speed of a specific oscillation state of a phase [7]. If the phase velocity depends on the excitation frequency, it is referred to as "dispersion", since the wave components propagate at different speeds c according to their frequency. In the case of non-periodic excitation, such as that caused by trains, transient waves are generated, and their wave velocity c indicates the propagation speed of a significant value – for example, the starting point of the wave train [7].
Essentially, in an initial approach based on the theory of an elastic half-space [7], [8], a distinction is made between two types of waves according to their occurrence. These are *(a)* body waves and *(b)* surface waves at the boundary of a medium. The propagation behaviour and the attenuation of vibrations with distance can be essentially described by the following relationship from Eq. 1.

$$v = v_0 \left(\frac{r_0}{r}\right)^n e^{\left(-\frac{2\pi f D}{c}(r-r_0)\right)} \tag{1}$$

Equation 1 consists of two terms. The first term describes the decrease in amplitudes due to geometric damping, while the second term describes the decrease due to material damping. The geometric damping term depends only on the distance and an exponent n. It describes the decrease in energy density over distance. The exponent n depends on the type of wave and the assumed excitation characteristic (point or line source) and can take values between *0* and *2* (see Figure 1).
Figure 1 clearly shows that the propagation behaviour of the individual wave types depends on the excitation characteristic. Generally, a line source characteristic exhibits less geometric damping—i.e., decrease in energy density—for all wave types compared to a point source characteristic. This is due to the cylindrical propagation front of the line source as opposed to the spherical propagation front of a point source.





	attenuation	
wave type	point source	line source
body wave	$v = v_0 \left(\frac{r_0}{r}\right)^2$	$v = v_0 \left(\frac{r_0}{r}\right)^1$
surface wave	$v = v_0 \left(\frac{r_0}{r}\right)^{0,5}$	$v = v_0 \left(\frac{r_0}{r}\right)^0$

Figure 1: types of waves and sources in vibration engineering [4].

The second term of Eq. 1 represents the frequency-dependent material damping. As seen from Eq. 1, material damping increases with increasing frequency, which generally means that lower frequencies can remain relevant over larger distances. In the literature [4], [5], [6] material damping values of about *1-5%*, depending on the type of ground, can be found.
For practical applications Eq. 1 can, be simplified as shown in Eq. 2.

$$v = v_0 \left(\frac{r_0}{r}\right)^{n(f)} \tag{2}$$

This is necessary because numerous boundary conditions, such as the precise layer structure across the entire project area and the refraction or reflection behaviour in the ground, are difficult to survey comprehensively. The parameter *n(f)* represents the frequency-dependent overall vibration damping, consisting of geometric and material damping, and is determined empirically through in-situ measurements. Vibration measurements are conducted, for example, along a profile moving away from a source, and the parameter *n(f)* is determined for individual frequency bands (usually third-octave bands) using regression calculations.

2.2 Basics of the VibroScan method

Prior to major infrastructure projects, vibration predictions are typically conducted using semi-empirical methods. Measurements that can be performed before the project begins are combined with analytical methods. Primarily, the following aspects are considered in the forecast calculations [1]:

- Vibration emissions from trains, for example, from open tracks or tunnel sections
- Vibration transmission through the ground – soil dynamics
- Transmission of vibrations from the ground into the building – building coupling
- Vibration transmission within the building from the basement to the individual floor slabs

Figure 2 graphically illustrates these points once again.

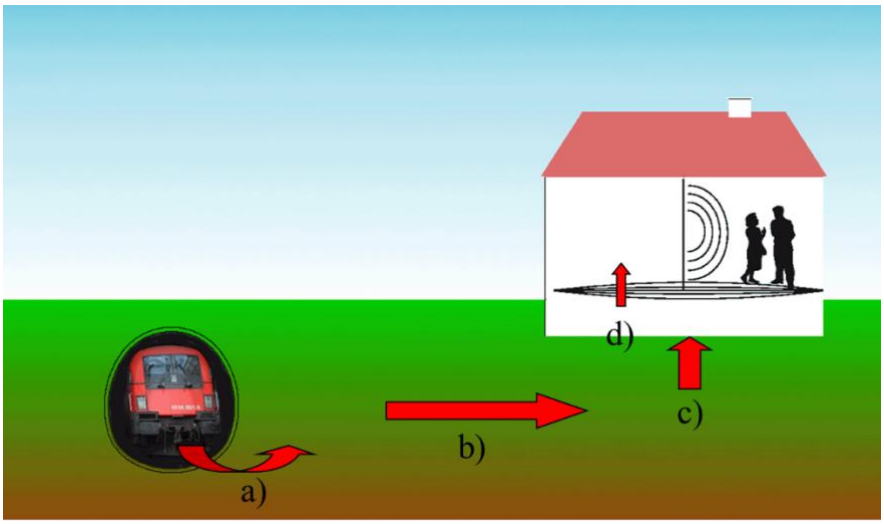


Figure 2: vibration transfer chain [1]. a) transfer tunnel – subsoil, b) transfer through subsoil; c) vibration coupling of the building, vibration transfer inside the building.

The results of these predictions serve, among other things, for the planning and dimensioning of countermeasures, such as mass-spring systems in floating track slabs, if limit value exceedances are anticipated. However, semi-empirical methods conducted in advance are fraught with numerous uncertainties. In addition to the fact that the propagation behavior of the ground can only be determined sporadically through measurements, the introduction of loads from a tunnel or an open track is usually simulated in advance using analytical methods. This inherently involves significant uncertainties because the corresponding input parameters are not sufficiently known.
After the completion of individual project phases, the knowledge of the parameters and thus the accuracy of the predictions can be significantly improved. For example, once the tunnel shell is completed, a significantly improved emission prediction can be made using the VibroScan method. Further and more detailed descriptions of the VibroScan method can be found, for example, in [1], [9].



Figure 3: Pictures of the VibroScan vibration source.

In the VibroScan method, vibrations similar in frequency content to a train event are introduced into the ground using a vibration generator (Figure 3). By simultaneously measuring the vibrations in the vicinity of the vibration generator (e.g., at the tunnel floor) and in neighboring buildings, the transmission from the future train route to individual neighboring buildings can be determined. Using these transmission

functions along with emission spectra, which are obtained from comparable railway lines, an accurate prediction of future vibration emissions in neighboring buildings can be made. Further information and descriptions of the VibroScan method can be found, for example, in [1], [5], [9]

2.3 The electro-hydraulic system of the VibroScan method

A modern seismic vibrator within the VibroScan method is a hydraulic - mechanical system driven by a servo-valve assembly that is controlled by the VE432 DSD Vibrator Electric Control System [10]. To show some basics of a typical hydraulic vibrator, a schematic model of the Nomad 65 shaker unit is illustrated in Figure 4. The high-pressure hydraulic oil (red) flows out of the main-stage servo-valve and is fed alternately into the upper and lower chambers to drive the reaction mass to move up and down.

The maximum force that can be applied by the hydraulic system to the main piston and furthermore to the rigidly connected shaker unit and base plate is defined as Eq. (3) [11].

$$G_{Force} = (H_{Pressure} - L_{Pressure}) * A_{Section} \tag{3}$$

Equation 3 with the actual values of the Nomad 65 Neo becomes:

$$\boldsymbol{267kN} = (220bar - 20bar) * 0{,}01334m^2 \tag{4}$$

So, the maximum force that can be applied via the base plate to the soil is *267kN*.

At really low frequencies below 10Hz, where the base plate can be considered as a rigid body, some limitations are to be considered [10], [12]. For a sinusoid sweep with a constant frequency, f, Eq. 5 shows the force (G_{Force}) applied to the base plate.

$$G_{Force} = -4\pi^2 M_{rm} X_{rm} f^2 \sin(2\pi f t) \tag{5}$$

where X_{rm} is the maximum travel distance of the reaction mass, t is the time and M_{rm} is the reaction mass. Equation 3 shows that the maximum travel distance X_{rm} of the reaction mass is one factor that limits the vibrator ground force output at low frequencies [12]. The Nomad 65 has a maximum travel distance (stroke) of the mass (piston) of *7,62cm*. The limitations at low frequencies due to this stroke can be found in figure 4 c). Furthermore, the limitations due to the pump flow and the valve respectively are shown in figure 4 c).
Additionally, two accumulators are placed on the high-pressure (red) and return-pressure (yellow) sides to damp ripples and fluctuation of the supply pressure. Especially in low frequencies where high flow rates are necessary, these accumulators are useful.

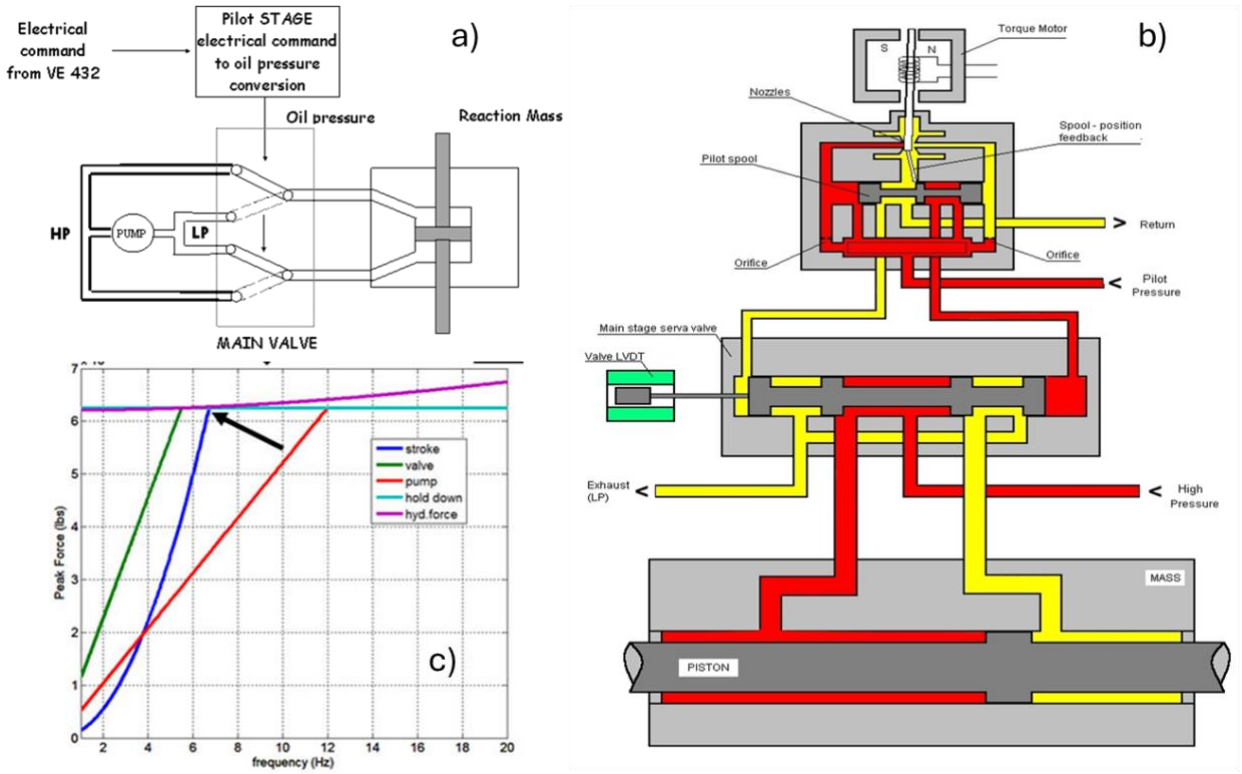


Figure 4: a) electro -hydraulic circuit of the Nomad 65 Neo [11]; b) hydraulic circuit [11]; c) low frequency limitations of the VibroScan method [11].

According to the type of signal for excitation, there are no further limitations. Basically, any type of signal within the frequency range and the force range can be used. On order to gain transfer functions as an input for a vibration prognosis e.g. from trains, experience shows that sweeps are a good choice. With sweeps is easy to control the frequency content just by selecting a start and a stop frequency. The length (time) of the sweep gives the sweep rate. Figure 5 shows an example of a *12s* sweep with a start frequency of *5Hz* and an end frequency of *230Hz*. Furthermore Figure 5 shows a measured sweep with a frequency range of *5-120Hz*.

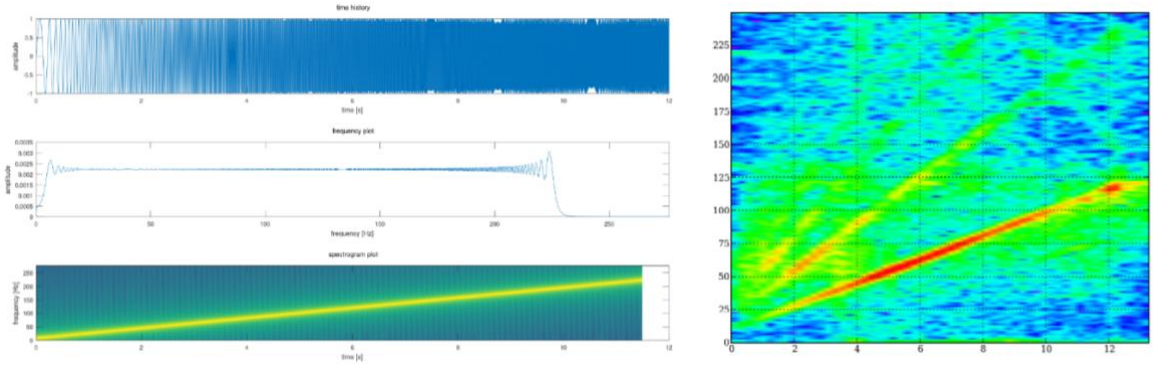


Figure 5: Example of sweep excitation within the VibroScan method. (left: theoretic sweep 5-230Hz; right: measured sweep 5-120Hz)

As Figure 5 illustrates clearly, the real measured sweep shows some harmonics in higher frequencies additionally to the main sweep. The reason therefore is mainly that the baseplate cannot be considered to be rigid at higher frequencies.

Anyway, the harmonics are not causing any problem within the VibroScan procedure, because only the transfer functions, as a difference between the buildings and the emission source are important.

3 Advanced method to consider point-line source differences within the VibroScan method.

3.1 Theoretical background

The starting point of the considerations is the data that can be collected during measurements with vibration generators or other artificial sources. In such measurements, excitations are conducted along a profile (usually a railway track) at mostly regular intervals. The following data are collected [5], [13]:

- applied force into the ground (emission)
- Vibration response of the ground or tunnel floor/tunnel wall (admittance)
- Vibration immissions at and within relevant structures in the vicinity (immission)

These results are recorded as time histories at the respective measurement locations. Achieving time synchronization between the measurements at the source area and the receiver (building) is generally not feasible due to the lack of synchronization capabilities. For measuring the travel times of individual wave types, measurements with time synchronization significantly smaller than the sampling rate would be necessary.
This means that a direct calculation of the transmission in the time domain through convolution is generally not possible.
To illustrate the convolution, let's first consider two time functions $x_1(t)$ and $x_2(t)$. The convolution "$*$" is then defined as follows [6]:

$$y(t) = x_1(t) * x_2(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} x_1(\tau) x_2(t-\tau) d\tau \tag{6}$$

However, if the frequency spectra of the two functions $X_1(f)$ and $X_2(f)$ are known, the convolution operation can be transformed into a simple multiplication as shown in Equation 7 [6]:

$$x_1(t) * x_2(t) \equiv X_1(f) X_2(f) \tag{7}$$

This makes the time synchronization required for convolution in the time domain Unnecessary.
Another topic related to artificial vibration excitation in the context of the VibroScan method is the point and line source consideration. As already shown in Figure 1, the geometric attenuation of vibrations exhibits different exponents. Artificial vibration excitation typically represents a point source with an attenuation exponent of *2*, whereas train excitations, at least in the near field, represent a line source with an attenuation exponent of *1*. Consequently, the attenuation for a point source is higher, which can lead to an underestimation of vibration immissions when using artificial vibration excitation. This topic will be addressed in the following sections.

3.2 Initial situation

From measurements with artificial vibration excitation, as previously described, transfer spectra between a point on the track and a corresponding relevant point in the building are determined. For the prediction of vibrations, the measured spectra from comparable train events are used, and the immissions (spectral) in the building are determined using the previously obtained transfer spectra.
This classic immission prediction can be found, for example, in [14] and [4]. In these approaches, it is implicitly assumed that point sources are always considered, and the line source characteristic is not taken into account. This is often compensated by adding safety margins to the prediction result, which can lead to systematic misjudgements in the prediction. In [15], it is stated that the distance up to which a train can be interpreted as a line source is given by:

$$a = \frac{1}{\pi} T_l \tag{8}$$

where T_l is the length of the train. Beyond this distance, the train's vibration emissions transition from resembling those of a line source to those of a point source.
This indicates that, for a typical passenger train length of about 200m, a line source characteristic must be considered up to a distance of *63m*. For freight trains, which can be up to 500m long, this distance is significantly larger. This means that, since different types of trains usually operate on the same track, almost all relevant buildings must be considered in this regard.

3.3 Advanced method to consider point-line source differences within the VibroScan method.

In the context of this work, the following extended approach is proposed and tested through application:

- Assumption of an axle load function (Figure 6)
- Determination of the admittance of individual tunnel sections (measurement)
- Determination of propagation functions from the tunnel to the neighboring buildings (measurement)
- Determination of the immission of each individual axle due to a train passing
- Time-corrected superposition of the immissions of the individual axles, thereby accounting for the line source characteristic, leading to the immission in the neighboring building.

As a dynamic axle load function, a Sinc function is used in a first approximation. This function is chosen because, when transformed into the frequency domain, it represents a theoretically a rectangular function. Accordingly, all frequencies within this range are equally present in the signal. The amplitude weighting of the *Sinc*-function for each axle is done according to the respective axle load.

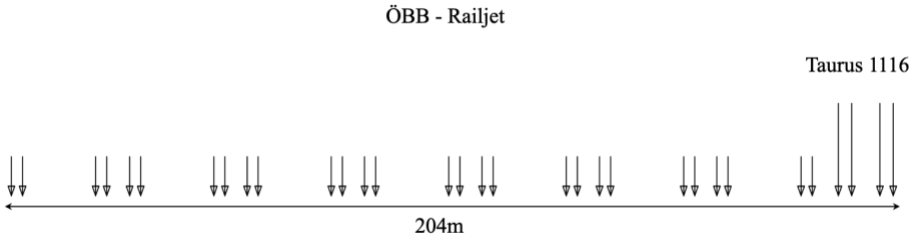


Figure 6: Load distribution of the ÖBB Railjet.

From the measurements with artificial vibration excitation, the transfer function of each individual cross-section under investigation is determined according to Eq. 9.

$$H(f) = \frac{v_I(f)}{v_E(f)} \tag{9}$$

Furthermore, based on the measurements of the introduced force and the response of the structure (typically the tunnel floor), the admittance at the investigated cross-sections is determined according to Eq. 10. Admittance indicates the response v_m (vibration velocity in *m/s*) of a structure to a given force excitation F_m. Therefore, low admittance means that a force excitation results in a low vibration response v_m of the structure.

$$A(f) = \frac{v_m(f)}{F_m(f)} \tag{10}$$

The actual calculation process now involves dividing the affected tunnel section into individual segments according to the axle spacings. For each segment, the force excitation in the tunnel (Sinc function) is applied. Using the admittance function, the resulting vibration velocity in the tunnel (base or tunnel wall) is determined, and then, using the measured transfer function, the immissions in the object under investigation are determined.

$$v_i(t) = ifft(fft\big(sinc(t)\big)H(f)A(f)) \tag{11}$$

This is carried out separately for each axle excitation iii (see Eq. 11). According to their distance (see Figure 7) and the resulting time shift due to the passing speed, the immissions of the individual axles are summed correctly in time at the immission location.

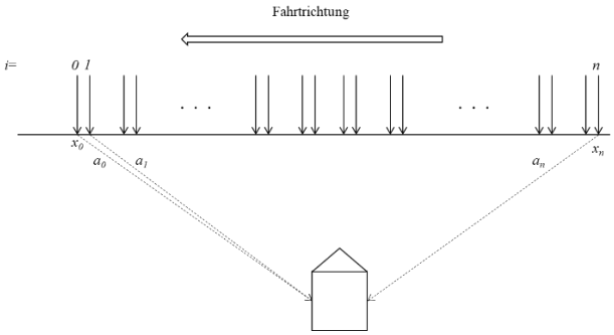


Figure 7: Vibration transfer from the source positions to the receiver.

The phase shift during the summation is determined by the travel speed and the distance between the individual axles.

The calculations themselves are generally performed in the frequency domain. Appropriate approximation functions (usually higher-degree polynomials) are determined for both the admittance and the transfer function to the building and applied to the data in the relevant frequency range. By inverse transformation into the time domain (Eq. 11), the time history of the train immissions can be determined.

Since both the admittance function and the transfer function are only available at discrete points in the tunnel (usually at intervals of *25-50m*), the corresponding functions must be interpolated between the measurement points. This can be done using methods such as those described in [16].

4 Example of application

In the context of the investigations for a tunnel project in Austria the aforementioned method was tested. This tunnel is a *620m*-long tunnel with a low overburden. The object used for testing the method is located *24m* from the tunnel (see Figure 8).

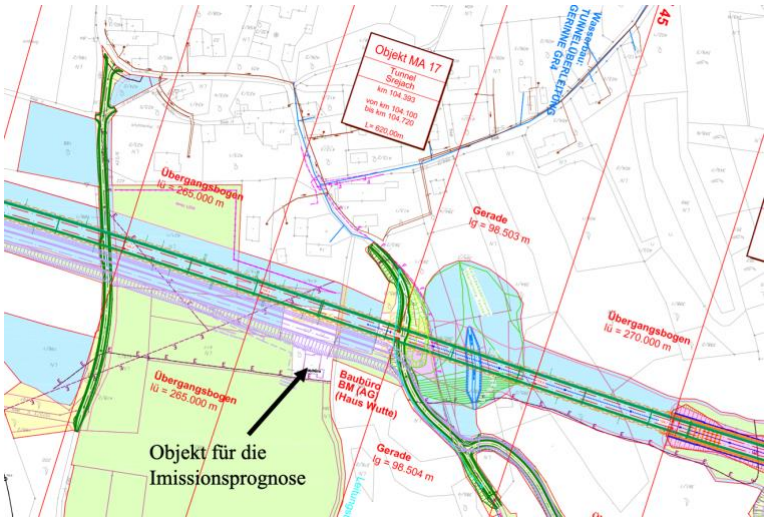


Figure 8: Project overview tunnel.

As part of the investigations, VibroScan - measurements were conducted in the tunnel (every 50 meters) and in the aforementioned object. Figure 9 shows exemplary results of the admittance measurement and the propagation measurements from the tunnel to the building.

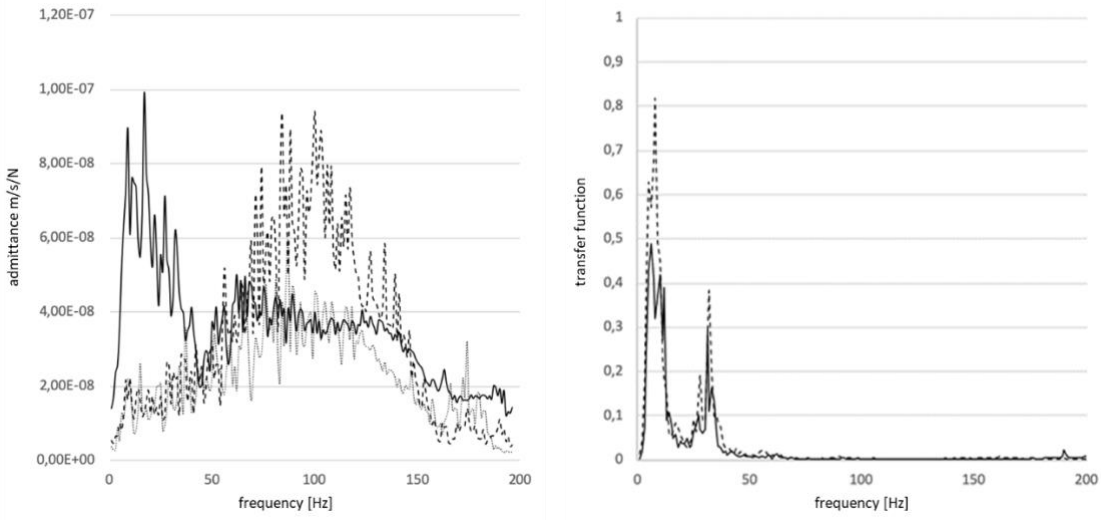


Figure 9: Results of measurements (left: admittance on different positions; right: transfer function from the tunnel to the building).

As the results of the admittance measurements show, the admittances can vary significantly along the length of a tunnel structure. This can be attributed to the surrounding geology as well as local inhomogeneities in the tunnel structure. In any case, this clearly demonstrates that admittance has a significant influence on the vibration prediction.

For the prediction, a *250m* section of the tunnel was considered. The load profile of an Austrian Railjet-train (Figure 10) traveling at a speed of *200km/h* was used as the train excitation. After applying the admittance function and the transfer function to model the transmission behavior up to the building, a velocity time history at the immission point can be determined by summing up all axle excitations.

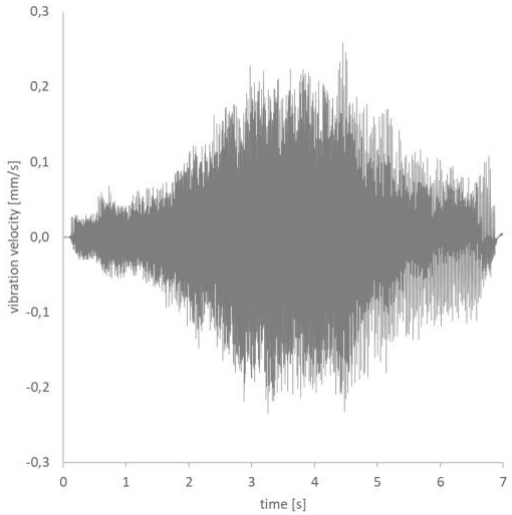


Figure 10: Results of the calculations.

From the synthetic time history thus determined, the immission level of re-radiated noise can be calculated according to ONR 199005. This results in *38.2dB*. For comparison, an immission prediction was conducted according to section 3. This prediction yields an immission level of *34.6dB* for the same type of train. The prediction based on the point source consideration method significantly underestimates the immissions. Furthermore, due to the Austrian standard measures at the track were necessary to reduce the immissions.

5 Conclusions and Outlook

This study demonstrates that considering the point and line source characteristics in the application of artificial vibration excitations for immission predictions is crucial. The results show that, in the given example, differences of about *3dB* (approximately *40%*) can occur in the immission prediction. The use of correction factors can be a simplified approach to compensate for these deviations in the modeling process. It is evident that constant factors can lead to overestimation at greater distances and underestimation at shorter distances. Additionally, the differences between point and line source considerations are also dependent on the speed and lengths of the trains. This study proposes an approach in which the line source characteristic of a passing train can be easily incorporated into the prediction model.

6 Bibliography

[1] N. Blaumoser, W. Unterberger, and M. Österreicher, "Erschütterungsprognose nach dem VibroScan®-Verfahren am Koralmtunnel," *10. Symp. Bauwerksdynamik und Erschütterungsmessungen*, 2010.

[2] J. Daller, W. Unterberger, and B. Hochgatterer, "Vibration Control in Railway Tunnels," no. 9, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.

[3] W. Unterberger, B. Hochgatterer, and R. Poisel, "Numerical Prediction of Vibrations caused by Rail Traffic in Tunnels W. Unterberger, B. Hochgatterer Geoconsult, Salzburg, Austria R. Poisel Technical University of Vienna, Austria GEOMECHANICS," doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.

[4] J. A. Studer and M. G. Koller, *Bodendynamik - Grundlagen, Kennziffern, Probleme*, 2. Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 1996.

[5] M. Billmaier, M. Österreicher, and W. Unterberger, "Möglichkeiten und Grenzen künstlicher Schwingungserregung für die Erschütterungsprognose," 2018.

[6] D. Meschede, *Gerthsen Physik*, 23. Auflag. Bonn: Springer, 2005.

[7] H. Kramer, *Angewandte Baudynamik - Grundlagen und Beispiele für Studium und Praxis*. Hamburg: Ernst & Sohn, 2006.

[8] G. Müller and M. Möser, *Handbook of Engineering Acoustics*. Berlin, München: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.

[9] M. Österreicher and M. Hrunek, "Die Bemessung der Unterschottermatten für die Hochtragwerke der Bauabschnitte U2 / 7 bis U2 / 10 Die Bemessung der Unterschottermatten für die Hochtragwerke der Bauabschnitte U2 / 7 bis U2 / 10 Einleitung Aufgabenstellung," 2004.

[10] Z. Wei and T. F. Phillips, "On the generation of low frequencies with modern seismic vibrators," *Geophysics*, vol. 78, no. 2, pp. WA91–WA97, 2013, doi: 10.1190/GEO2012-0342.1.

[11] N. Tellier, G. Ollivrin, and D. Boucard, "Vibroseis equipment for efficient low-frequency generation and high-productivity operations," *First Break*, vol. 33, no. 1, pp. 77–83, 2015, doi: 10.3997/1365-2397.33.1.79054.

[12] Z. Wei, "A new generation low frequency seismic vibrator," *SEG Tech. Progr. Expand. Abstr.*, vol. 34, no. October, pp. 211–215, 2015, doi: 10.1190/segam2015-5713173.1.

[13] M. Österreicher and W. Unterberger, "Aspekte zur Punkt- und Linienquellenthematik bei künstlicher Schwingsanregung mittels Schwingungsgeneratoren," in *16. D-A-CH Tagung Erdbebeningenieurwesen & Baudynamik (D-A-CH 2019)*, 2019, no. September.

[14] W. Unterberger and C. Honeger, "Prediction and control of rail vibrations."

[15] T. G. Gutowski and C. L. Dym, "Propagation of ground vibration: A review," *J. Sound Vib.*, vol. 49, no. 2, pp. 179–193, 1976, doi: 10.1016/0022-460X(76)90495-8.

[16] M. Ralbovsky and K. Alten, "Predicting vibration immission using Train Simulation : A combination of experimental and numerical solutions to assess railway-induced vibrations prior to construction," *Internoise 2013*, pp. 1–10, 2013.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EXPOSIÇÃO A INFRASSONS E RUÍDO DE BAIXA FREQUÊNCIA EM LINHAS DE METRO

Helder. Simões[1], Ana. Vitorino[2], Alves-Pereira. Mariana[3], Óscar. Tavares[4], João Paulo. Figueiredo[4], Ana. Ferreira[4], Barros. Nelson Azevedo[5]

[1] Instituto Politécnico de Coimbra, Rua da Misericórdia, Lagar dos Cortiços, S. Martinho do Bispo, 3045-093 Coimbra, Portugal. Centro de Investigação em Saúde e Tecnologia(H&TRC), Escola Superior de Tecnologia da Saúde, Instituto Politécnico de Coimbra, Rua 5 de Outubro, 3045-043, Coimbra, Portugal
{heldersimoes@estesc.ipc.pt}
[2] Instituto Politécnico de Coimbra, Rua da Misericórdia, Lagar dos Cortiços, S. Martinho do Bispo, 3045-093 Coimbra, Portugal
{catarina.vitorino16@gmail.com}
[3] Universidade Lusófona, Campo Grande, Lisboa, Portugal
{m.alvespereira@gmail.com}
[4] Instituto Politécnico de Coimbra, Rua da Misericórdia, Lagar dos Cortiços, S. Martinho do Bispo, 3045-093 Coimbra, Portugal
{oscar@estesc.ipc.pt; jpfigueiredo@estesc.ipc.pt; anaferreira@ipc.pt}
[5] FP-I3ID - Fernando Pessoa Institute for Research, Innovation and Development, 4249-004 Porto, Portugal;
{nelson@ufp.edu.pt}

Resumo
Os infrassons, com frequências iguais ou inferiores a 20 Hz, são considerados abaixo do limiar da audição humana, já o ruído de baixa frequência (RBF) refere-se a frequências iguais ou inferiores a 5O0 Hz. Este tipo de ruído tem características particulares, podendo causar mais desconforto, e consequências a longo prazo, do que os efeitos auditivos. O objetivo desta investigação foi quantificar os IRBF a que os utilizadores e trabalhadores de uma linha de metropolitano estão expostos. Foi utilizado o sonómetro "CESVA SC420" que permite a aquisição de dados acústicos, na gama espectral 2-20000 Hz, com uma resolução temporal de 60 segundos, utilizando o módulo de "Análise FFT" (Fast Fourier Transform). Foram utilizadas 700 amostras, na gama espectral 2-100 Hz. Os níveis de pressão sonora (SPL) a 8 Hz e 16 Hz superam os limites estabelecidos pela legislação da Federação Russa. Uma exposição contínua poderá causar efeitos na saúde, a doença vibroacústica, para além das doenças cardiovasculares, depressão e distúrbios do sono. Com o presente estudo foi possível identificar que os trabalhadores e utilizadores do metropolitano estão expostos a níveis elevados de IRBF, sendo os níveis de infrassons e ruído de baixa frequência (IRBF), no espaço exterior, dentro dos limites utilizados como referência. Este estudo reforça a necessidade de criação de um quadro legal de referência, a nível Nacional, que permita proteger e controlar a exposição aos IRBF, com ênfase na necessidade de implementação de medidas preventivas de modo a salvaguardar o bem-estar dos trabalhadores e utilizadores de linhas de metro.

Palavras-chave: Exposição a IRBF, Infrassons, Ruído de Baixa Frequência, Metropolitano, Doenças Vibroacústicas.

Abstract
Infrasound, with frequencies of 20 Hz or less, is considered to be below the threshold of human hearing, while low frequency noise (LFN) refers to frequencies of 5O0 Hz or less. This type of noise has particular characteristics and can cause more discomfort and long-term consequences than hearing effects. The aim of this research was to quantify the ILFN to which users and workers on a metro line are exposed. The "CESVA SC420" sound level meter was used to acquire acoustic data in the spectral range 2-20000 Hz, with a temporal resolution of 60 seconds, using the "FFT Analysis" module (Fast Fourier Transform). 700 samples were used, in the 2-100 Hz spectral range. The sound pressure levels (SPL) at 8 Hz and 16 Hz exceed the limits set by the legislation of the Russian Federation. Continuous exposure can cause health effects such as vibroacoustic disease, in addition to cardiovascular disease, depression and sleep disorders. With this study, it was possible to identify that metro workers and users are exposed to high levels of ILFN, with the levels of ILFN in the outdoor space being within the limits used as a reference. This study reinforces the need to create a legal reference framework at national level to protect and control exposure to ILFN, with emphasis on the need to implement preventive measures to safeguard the well-being of workers and users of metro lines.

Keywords: Exposure to IRBF, Infrasound, Low Frequency Noise, Metropolitan, Vibroacoustic Diseases.

PACS no. 43.28.Dm, 43.40.Ng

1 Introdução

Nos dias que correm, e com a crescente necessidade de uma mobilidade cada vez mais eficiente e segura, os sistemas de transporte público, neste caso, o sistema de metropolitano, são um fator essencial para a sociedade, pois proporcionam um aumento da acessibilidade, melhorando a qualidade de vida urbana [11]. Mas, é transversal os sistemas de metro serem bastante ruidosos, sendo o seu ruído amplificado pelo espaço envolvente, as zonas subterrâneas [10].
Este ruído provém principalmente da interação entre as rodas e a via, devido à alta velocidade a que este se desloca, dependendo da folga de contacto entre os mesmos, bem como das condições estruturais [6].
O termo ruído é definido como sendo um som desagradável ou incomodativo, que se propaga de acordo com o meio em que ocorre, podendo este ter diferentes níveis de intensidade[18]. O ruído transmitido pela atmosfera, é transmitido através do ar, e consiste na vibração das partículas de ar sob a forma de ondas sonoras. Já o ruído transmitido por estruturas, propaga-se através de estruturas sólidas sendo que estas, em vibração, irradiam o ruído para um espaço, sendo este assim captado como som pelo ouvido. O ruído transmitido pelo solo, propaga-se pelo solo como vibração até chegar a alguma estrutura, como um edifício, propagando-se através da estrutura do mesmo como vibração, ocorrendo o mesmo referido anteriormente [15].
Existem ruídos no nosso quotidiano que, apesar de não causarem perda auditiva, causam incómodo e podem ter outros efeitos no nosso organismo. Alguns destes ruídos são o zumbido de eletrodomésticos, de sistemas de ventilação, de ares condicionados, o som de transportes públicos em áreas urbanas e suburbanas, entre outros [4].
O espetro acústico subdivide-se em infrassons, sons audíveis e ultrassons. Apesar de todas as frequências acústicas merecerem atenção, a que mais me suscita preocupação são os IRBF. Infrassons são todos os sons cujo espetro é ≤20 Hertz (Hz), relativamente ao ruído de baixa frequência, embora a sua definição internacional ainda não tenha sido formulada, este define-se no espetro 20-500Hz [16].
Os infrassons não são percecionados como sons puros e, apesar de durante muito tempo se ter tomado como verdade que estes estavam geralmente abaixo do limiar da audição, é atualmente comprovado que estes se manifestam através de sensações, tais como a sensação de pulsação na membrana do tímpano e no ouvido médio.

Foram estabelecidos limiares auditivos para os infrassons, sendo estes, 40dB para 100Hz e 140dB para 1Hz [8]. Os IRBF podem também ser percecionados como vibrações, sendo que na gama de frequências de 1-80Hz, os seres humanos sentem vibrações por todo o corpo [20].
Os IRBF têm origem a partir de diversas fontes, podendo estas ser origem natural, no caso de sismos, atividade vulcânica, trovoada, entre outros; ou de origem antropogénica, como por exemplo, explosões militares e industriais, turbinas eólicas, centrais geotérmicas, lançamento de foguetes, ferroviária, entre outros [9],[18].
Estes sons possuem características singulares ao seu espetro acústico, estes são menos atenuados pelas infraestruturas, fazem tremer paredes e objetos, atravessam grandes distâncias com perda reduzida de energia consequente da atenuação da atmosfera e do solo, possuem a especificidade de provocar ressonância no corpo humano, sendo os protetores auriculares ineficazes. Todos estes efeitos particulares aos IRBF demonstram como estes merecem uma maior atenção [5].
Podemos estar expostos a IRBF nos momentos mais diversos do dia-a-dia, no trabalho, em casa, nas deslocações e até mesmo nas atividades de lazer. Estudos recentes executados em animais revelam que a exposição durante o período intrauterino tem efeitos teratogénicos, isto é, influência diretamente o desenvolvimento do feto. Para os tecidos biológicos o tipo de exposição não é relevante, pois os efeitos da mesma dependem da dose (quantidade de energia recebida) e do tempo de exposição [4].
A exposição prolongada, superior a 10 anos, a ruído de grandes amplitudes, $\geq$90 dB, e de baixa frequência, <500Hz incluindo os infrassons, causa uma doença sistémica denominada doença vibroacústica (DVA), sendo esta uma patologia não-auditiva. Esta doença afeta vários órgãos e tecidos, particularmente o aparelho cardiovascular e o respiratório, mas afetando também o sistema nervoso e o imunitário [4];[18].
A sintomatologia associada à DVA traduz-se numa panóplia dos mais diversos sintomas, entre eles, cansaço, alteração da qualidade do sono, aumento do nível de stress tanto a nível psíquico como físico, distúrbios no sistema gastrointestinal, disfunção do sistema endócrino, hipersensibilidade ao som, sensação de hiperacúsica, irritabilidade, sensação de ansiedade, falta de ar em ambientes fechados, palpitações cardíacas, tosse, garganta irritada e rouquidão súbita [8]. Estes sintomas podem muitas vezes ser associados a outras patologias, sendo de extrema importância a existência de uma maior rastreabilidade relativamente à DVA.
A DVA foi definida após uma sequência de diversos longos estudos [2];[4], tendo um deles incidido sob a saúde de alguns técnicos de aeronáutica no contexto da sua exposição a IRBF, no qual foi comprovado o desenvolvimento de várias patologias; tosse, bronquite, infeções na nasofaringe, em fumadores e em não fumadores; após uma exposição de 4 anos. Foi também conduzido um estudo onde se conclui a existência de alterações no aparelho respiratório de modelos animais, após simular uma exposição ocupacional a IRBF (8 horas/dia, 5 dias/semana, e fins de semana em silêncio) [18].
Relativamente à legislação que abrange os ambientes de trabalho ruidosos, esta não é aplicável aos IRBF, pois é baseada em exposições por hora e por níveis de amplitude acústica, medidos em dB(A), tendo esta como finalidade medir os fenómenos acústicos dentro do espetro audível, desprezando assim toda a energia abaixo de 500Hz [18]. À exceção da Federação Russa, os IRBF não são contemplados nas normas internacionais aceites para a medição do ruído.
É de extrema importância que a comunidade científica olhe para os fenómenos acústicos com a mesma especificidade que o faz em relação aos fenómenos eletromagnéticos. Dentro do espetro eletromagnético, a luz apenas é visível a olho humano, numa determinada gama de frequências e, o mesmo acontece relativamente ao espetro acústico, o som só é audível ao ouvido humano, numa gama específica de frequências (20-20000Hz). Alguns fenómenos eletromagnéticos, tais como o raio x, não são percetíveis aos sentidos do ser humano, mas, mesmo assim, uma exposição excessiva a estes raios pode causar diversas patologias. É fundamental conhecer rigorosamente a composição das frequências de um determinado ambiente acústico [4].
Como objetivo geral de investigação iremos estudar a exposição a IRBF aos trabalhadores e utilizadores de uma linha de metropolitano.

2 Material e Métodos

2.1 Desenho de estudo

Quanto ao tipo de estudo este foi Observacional, quanto à natureza do estudo podemos classificá-lo como um estudo analítico, de linha temporal do tipo prospetivo. No que diz respeito ao Nível do Conhecimento, o nosso estudo enquadra-se no nível II – Descritivo Correlacional. A recolha de dados decorreu numa linha de metropolitano.

2.2 População e amostra

O Universo de estudo foram os trabalhadores e utilizadores de linhas de Metro. O método de amostragem aplicado foi do tipo não probabilístico e quanto as técnicas a mesma foi por quotas e por conveniência. Quanto ao tamanho da amostra esta resultou em 700 medições, realizadas em 14 locais.

2.3 Instrumentos e recolha de dados

O processo de recolha de dados analíticos foi efetuado com recurso ao equipamento de medição CESVA, modelo SC420, este vem equipado com um microfone modelo C-140, e respetivo protetor antivento PV009. Este sonómetro possui também um calibrador acústico de classe 1, da marca CESVA, modelo CB006. [14]

Este equipamento grava com precisão as frequências acústicas na gama 2-20000Hz, com a duração de 60 segundos, utilizando o módulo de "Análise FFT" (Fast Fourier Transform).

As medições foram realizadas em maio de 2024, as condições climatéricas no período da manhã foram céu nublado e, no período da tarde, foram sol e céu descoberto.

No interior da carruagem o sonómetro foi posicionado no centro da mesma, e a medição foi realizada aquando do funcionamento da mesma. No exterior o sonómetro foi posicionado a cerca de 1 metro do solo, e a medição foi realizada aquando da passagem do metro.

Após as medições, os dados recolhidos pelo sonómetro foram extraídos para um computador utilizando o software CesvaLab versão 5.6, permitindo assim a sua visualização numérica e gráfica.

Foi também calculado o nível de pressão sonora global (SPL global), considerando as frequências de 2-100Hz, tendo por base a Portaria n.º 182/2006 de 6 de setembro. [7]

2.4 Análise estatística

A abordagem estatística deste estudo foi realizada após a recolha de dados. Para a mesma análise recorreu-se software especializado para o tratamento de dados (IBM SPSS Statistics versão 29.0). No que diz respeito ao tratamento da informação aplicaram-se decisões de estatística descritiva.

3 Resultados

Procuramos apresentar de forma descritiva as medições em função da tipologia/ambiente avaliado. Vejamos a Tabela 1.

Tabela 1 – Caracterização da amostra por tipologia

Tipologia	n	%
Superfície	200	28,6
Subterrâneo	450	64,3
Exterior	50	7,1
Total	700	100

Das 700 amostras recolhidas, verificou-se que a maior proporção de medições foi realizada em troços subterrâneos, com 450 medições, representando 64,3% do total. Esta proporção foi significativamente superior à das medições realizadas nos troços à superfície, que foram 200 medições, correspondendo a 28,6% do total. A menor proporção de medições foi no exterior, com apenas 50 medições, representando 7,1% do total.
Também se procurou compreender o comportamento do valor SPL em função da tipologia do troço e do período do dia. Vejamos a tabela 2:

Tabela 2 – Valor do SPL global em função da tipologia e do período do dia

Tipologia/ Período do dia	SPL Global
Superfície	93,6 dB
Subterrâneo	100 dB
Exterior	71,2 dB
Manhã	99 dB
Tarde	96,1 dB

Através da Tabela 2 podemos constar que, quando comparados os níveis de ruído nos diferentes ambientes, registaram-se diferenças. O nível de ruído nos troços subterrâneos foi significativamente mais elevado (100 dB) em comparação aos troços à superfície (93,6 dB). No ambiente exterior, os níveis de ruído apresentam ser menores (71,2 dB).

No que se refere aos períodos do dia, verificou-se que os níveis de ruído pela manhã foram de 99 dB, enquanto à tarde foram de 96,1dB, indicando que existe uma maior exposição ao ruído no período da manhã.

Vejamos a Tabela 3 no que diz respeito à quantificação dos valores de som, em dB Linear, em função da frequência abrangida pela legislação da Federação Russa, e do local onde ocorreu a medição.

Calculou-se o SPL global de IRBF para cada local de medição de modo a compreender o nível de ruído a que os utilizadores do metro estão expostos, e a perceber em que casos existe uma maior exposição ao ruído, que pode ser observado na Tabela 3.

Tabela 3 – Valores, em dB, por frequência, obtidos em cada local de medição

Local	2 Hz	4 Hz	8 Hz	16 Hz
Plataforma 1	63,4 dB	61,9 dB	62,5 dB	65,1 dB
Plataforma 2	61,8 dB	60,9 dB	57,1 dB	64,8 dB
Troço 1	84,6 dB	81,7 dB	76,4 dB	74,4 dB
Troço 2	87,5 dB	82,3 dB	77,8 dB	77,1 dB
Troço 3	85,6 dB	82,5 dB	76,2 dB	80,1 dB
Troço 4	87,7 dB	82,1 dB	79,2 dB	78,8 dB
Troço 5	89,1 dB	83,0 dB	81,3 dB	80,6 dB
Troço 6	91,9 dB	86,6 dB	80,3 dB	76,5 dB
Troço 7	89,4 dB	83,8 dB	86,6 dB	79,3 dB
Troço 8	72,6 dB	74,0 dB	79,8 dB	76,9 dB
Troço 9	87,4 dB	81,7 dB	81,3 dB	77,3 dB
Troço 10	90,8 dB	87,8 dB	76,2 dB	78,6 dB
Troço 11	77,7 dB	74,9 dB	74,7 dB	75,6 dB
Exterior	66,9 dB	63,6 dB	57,5 dB	59,5 dB

Também propusemos compreender o comportamento do valor máximo de ruído (dB) perante os valores limites de referência pela norma internacional. Vejamos a Tabela 4:

Tabela 4 – Valor máximo de ruído (dB) em função dos valores limite estabelecidos pela norma da Federação Russa, relativos a trabalhos de tensão emocional e intelectual

Frequência	Valor máximo	Norma	d
2 Hz	91,9 dB	95 dB	-3,1
4 Hz	87,8 dB	90 dB	-2,2
8 Hz	86,6 dB	85 dB	1,6
16 Hz	80,6 dB	80 dB	0,6

Segundo a Tabela 4, verificámos que os valores limite foram ultrapassados nas frequências 8Hz e 16Hz. Os valores máximos das frequências 2Hz e 4Hz não ultrapassam os limites estabelecidos pela norma, mas estando muito próximo deste, devem ser tomados em consideração.

À luz da estratégia anterior, também avaliamos o valor de ruído em função da respetiva frequência (Hz) e comparando-o com os valores limites de referência pela norma internacional. Vejamos a Tabela 5:

Tabela 5 – Valor de ruído (dB) no exterior em função dos valores limite estabelecidos pela norma da Federação Russa, relativos a zonas povoadas e habitações e locais públicos, respetivamente

Frequência	Valor Exterior	Norma	d
2 Hz	91,9 dB	90 dB	-23,1
		75 dB	-8,1
4 Hz	87,8 dB	85 dB	-21,4
		70 dB	-6,4
8 Hz	86,6 dB	80 dB	-22,5
		65 dB	-7,5
16 Hz	80,6 dB	75 dB	-15,5
		60 dB	-0,5

Os limites apresentados na Tabela 5 foram aplicados às zonas povoadas, habitações e locais públicos. Os valores de ruído analisados foram apenas referentes à medição realizada no exterior. Conforme a informação nessa Tabela, podemos afirmar que os limites estabelecidos pela norma não foram ultrapassados. Pesa embora o facto de que para a frequência de 16Hz, o valor máximo (59,5 dB), esteve muito próximo ao limite definido para habitações e locais públicos, ficando apenas a uma diferença de 0,5 dB.

4 Discussão

Após análise dos resultados obtidos, podemos afirmar que a exposição a IRBF difere de acordo com a tipologia do local, sendo mais acentuada no interior do metro nos troços subterrâneos (100 dB) do que nos troços à superfície (93,6 dB), sendo que no exterior a exposição é menor (71,2 dB).
O ruído transmitido pelo solo acompanha, normalmente, a vibração transmitida pelo mesmo. As vibrações produzidas pelos carris das linhas subterrâneas, foram identificadas como um problema posteriormente às linhas à superfície, tendo estas recebido mais atenção recentemente. A propagação destas vibrações é dependente do tipo de solo em que se propagam, é comprovado que em zonas com solos rígidos a frequência de vibração dominante é de cerca de 50Hz, sendo o ruído transmitido pelo solo mais importante que a vibração. E contrapartida, em zonas em que o solo é menos rígido, por exemplo solos argilosos, a frequência de vibração dominante é cerca de 5Hz sendo, nestes casos, a vibração mais importante que o ruído. É importante ter em consideração o tipo de solo, pois este é um fator que afeta diretamente o desempenho de futuras medidas de atenuação e mitigação. Nas linhas à superfície existe uma propagação das ondas sonoras tanto a nível atmosférico, como pelo solo através das vibrações, enquanto nas linhas subterrâneas as ondas sonoras propagam-se maioritariamente pelo solo [15], podendo ser assim explicada a diferença significativa existente entre os valores de ruído obtidos entre as linhas à superfície e subterrâneas.
Podemos afirmar também que a exposição a IRBF difere de acordo com o período do dia, sendo esta maior no período da manhã (99 dB) do que no período da tarde (96,1 dB). É importante ressaltar que as medições foram realizadas entre as 11h e as 15h, não abrangendo assim as horas de ponta, onde a afluência de utilizadores expecta-se ser mais elevada. Estes resultados diferem com os de um estudo realizado em 2017, onde foi concluído que não existe diferença significativa entre os níveis de ruído de manhã e à tarde [12].
A profissão de maquinista de Metro pode ser considerada como um trabalho “de tensão emocional e intelectual” e, de acordo com os valores de limite de exposição apresentados na tabela 1 que utilizámos como referência, os maquinistas estão expostos a valores que ultrapassam os limites estabelecidos, nas frequências 8Hz e 16Hz. Relativamente às frequências 2 Hz e 4Hz, os valores tomados como limite não são ultrapassados, mas estão muito perto do limite, suscitando preocupação.
Estes resultados vão ao encontro aos de um estudo realizado em 2022, que possui uma amostra da mesma natureza, onde são igualmente constatados elevados níveis de ruído ocupacional [18].
É evidente que os maquinistas estão expostos a elevados níveis de IRBF, e esta exposição resulta em efeitos negativos para a saúde humana, podendo uma longa exposição aos mesmos levar ao desenvolvimento de doenças vibroacústicas (DVA).
Estudos realizados em trabalhadores expostos a elevados níveis de IRBF demonstram que, estes têm maior predisposição a doenças do foro cardiovascular, distúrbios de sono e depressão [18]. Noutro estudo foram detetados tumores malignos nos pulmões de pilotos de helicópteros, os quais também estiveram expostos a elevados níveis de IRBF [17]. Num dos estudos mais completos sobre a exposição de trabalhadores a IRBF, realizado em técnicos de aeronáutica, foi observado um conjunto de sintomas associado ao tempo de exposição.

Numa exposição de 1-4 anos foram identificadas ligeiras alterações de humor, indigestão e pirose, infeções da orofaringe e bronquite; numa exposição de 4-10 anos foram identificadas dores no peito, alterações do humor bem definidas, dores lombares, fadiga, infeções da pele por fungos, vírus e parasitas, inflamação da superfície gástrica, dor a urinar e sangue na urina, conjuntivite e alergias; numa exposição superior a 10 anos, considerada uma fase clínica severa, foram identificados distúrbios psiquiátricos, hemorragias da conjuntiva e dos epitélios nasal e digestivo, varizes e hemorroidas, úlceras duodenais, colon espástico, decréscimo na acuidade visual, cefaleias, dores articulares e musculares intensas e alterações neurológicas [3].
Como já referido, a exposição a IRBF acarreta consequências para a saúde, especificamente a exposição a ruído gerado por transporte ferroviário, podendo incluir o metro nesta categoria pois este desloca-se por carris, está associada a alterações da pressão arterial das pessoas expostas, outro estudo comprova que as pessoas com maior sensibilidade ao ruído, maior irritabilidade e maior incómodo têm valores de pressão arterial mais elevados comparativamente a quem não apresenta esta sintomatologia [1].
Constatou-se que, para a frequência 16Hz, o valor máximo (59,5 dB), está muito próximo ao limite definido para habitações e locais públicos (60 dB). Este dado suscita preocupação pois as linhas de metro percorrem, normalmente, as cidades e estão rodeadas de espaços públicos e habitacionais.

5 Conclusões

Os resultados neste estudo sobre a exposição a IRBF são de grande importância tanto a nível da saúde pública, como para a saúde ocupacional. A análise dos dados revelou que os níveis de ruído nos troços subterrâneos são significativamente mais elevados do que nos troços à superfície e no exterior, alcançando um nível de pressão sonora global de 100dB. Estes níveis de exposição são preocupantes, uma vez que a exposição prolongada a IRBF está associada ao desenvolvimento de DVA.

Concluímos que os trabalhadores da linha de metropolitano, especialmente os maquinistas, estão expostos a níveis significativos de IRBF, com maiores picos de exposição ocorrendo durante o período da manhã. Estes resultados vão de encontro a estudos anteriores que relacionam a exposição prolongada a IRBF com efeitos adversos à saúde, incluindo distúrbios cardiovasculares e respiratórios, além de impacto no sistema nervoso e imunológico.

Apesar de os resultados corroborarem a literatura existente sobre os perigos da exposição a IRBF, este estudo destaca a necessidade urgente de atualizar a legislação portuguesa para incluir regulamentações específicas para a exposição a IRBF.

Há uma necessidade de implementar medidas de mitigação do ruído na linha de metropolitano de modo a reduzir a emissão de IRBF. Além disso, é importante realizar avaliações de saúde regulares aos trabalhadores expostos e apostar em desenvolver programas de conscientização sobre os riscos dos IRBF.

Para investigações futuras, recomenda-se a ampliação da amostra e a inclusão de um maior número de locais de medição para uma melhor representatividade. Devem também explorar as estratégias de mitigação mais eficazes para reduzir a exposição ao IRBF. Além disso, estudos mais longos seriam valiosos para avaliar os efeitos a longo prazo da exposição a IRBF nos trabalhadores e utilizadores do metro. É de extrema relevância fazer um levantamento dos sintomas que os trabalhadores do metropolitano possam sentir, relativos à DVA. Finalmente, é essencial promover a criação de normas internacionais que reconheçam e regulem os limites de exposição a IRBF, de modo a assegurar a saúde e segurança ocupacional em ambientes ruidosos.

Referências

[1] Alves, J. A., Paiva, F. N., Silva, L. T., & Remoaldo, P. (2020). Low-frequency noise and its main effects on human health-A review of the literature between 2016 and 2019. Em Applied Sciences (Switzerland) (Vol. 10, Número 15). MDPI AG. https://doi.org/10.3390/app10155205

[2] Alves-Pereira, M. (1999). Noise-induced extra-aural pathology: A review and commentary. Official Journal of the Aerospace Medical Association, 70.

[3] Alves-Pereira, M., & Castelo Branco, N. (2010). A doença vibroacústica : revisão de conceitos. https://www.researchgate.net/publication/277877024

[4] Alves-Pereira, M., & Castelo Branco, N. A. A. (2007). Vibroacoustic disease: Biological effects of infrasound and low-frequency noise explained by mechanotransduction cellular signalling. Em Progress in Biophysics and Molecular Biology (Vol. 93, Números 1–3, pp. 256–279). https://doi.org/10.1016/j.pbiomolbio.2006.07.011

[5] Berglund, B., Hassmén, P., & Job, R. F. S. (1996). Sources and effects of low-frequency noise. The Journal of the Acoustical Society of America, 99(5), 2985–3002. https://doi.org/10.1121/1.414863

[6] Cavacece, M. (2023). The Noise of Rail Transport. Journal of Physics: Conference Series, 2590(1), 012008. https://doi.org/10.1088/1742-6596/2590/1/012008

[7] Decreto-Lei n.o 182/2006 de 6 de Setembro. (2006). Em Diário da República, 1.a série — N.o 172 — 6 de Setembro de 2006 (pp. 6584–6593).

[8] Dragan, S., & Bogomolov, A. (2023). Methodological Aspects of Industrial and Transport Noise Monitoring. www.intechopen.com

[9] Friedrich, B., Joost, H., Fedtke, T., & Verhey, J. L. (2023). Effects of infrasound on the perception of a low-frequency sound. Acta Acustica, 7, 60. https://doi.org/10.1051/aacus/2023061

[10] Gershon, R. R. M., Qureshi, K. A., Barrera, M. A., Erwin, M. J., & Goldsmith, F. (2005). Health and safety hazards associated with subways: A review. Em Journal of Urban Health (Vol. 82, Número 1, pp. 10–20). https://doi.org/10.1093/jurban/jti004

[11] Hupe, P., Ceranna, L., Le Pichon, A., Matoza, R. S., & Mialle, P. (2022). International Monitoring System infrasound data products for atmospheric studies and civilian applications. Earth System Science Data, 14(9), 4201–4230. https://doi.org/10.5194/essd-14-4201-2022

[12] Lee, D., Kim, G., & Han, W. (2017). Analysis of subway interior noise at peak commuter time. Journal of Audiology and Otology, 21(2), 61–65. https://doi.org/10.7874/jao.2017.21.2.61

[13] Mao, D., & Shao, Z. (2012). Annoyance criterion for subway induced low frequency noise in buildings.

[14] Nuno Freitas de Almeida, J., & Mariana Alves-Pereira, M. (2018). ANÁLISE GEOGRÁFICA DO RISCO DE EXPOSIÇÃO A INFRASSONS E RUÍDO DE BAIXA FREQUÊNCIA, COM ORIGEM EM TURBINAS EÓLICAS.

[15] Paul de Vos, Satis., & Unión Internacional de Ferrocarriles. (2017). Railway induced vibration - State of the art report. UIC-ETC (Railway Technical Publications).

[16] Pawlaczyk-Łuszczyńska, M., & Dudarewicz, A. (2022). Review of evaluation criteria for infrasound and low frequency noise in the general environment. Em New techniques and methods for noise and vibration measuring, assessing and reducing. Digital Monograph. Centralny Instytut Ochrony Pracy - Państwowy Instytut Badawczy.

https://doi.org/10.54215/noise_control_2022_a_digital_monograph_pawlaczyk-luszczynska_m_dudarewicz_a

[17] Reis Ferreira, J., Mendes, C. P., Alves-Pereira, M., & A Castelo Branco, N. A. (2006). Carcinomas epidermóides do pulmão na doença vibroacústica.

[18] Stefuryn, R., Matos, M., & Alves-Pereira Mariana. (2022). QUANTIFICAÇÃO DE RUÍDO DE BAIXA FREQUÊNCIA E INFRASSONS NOS MAQUINISTAS DO «METRO DO PORTO»-CONTRIBUIÇÕES OCUPACIONAIS.

[19] Stepanov, V. (2000). Biological effects of low frequency acoustic oscillation and their hygienic regulation.

[20] Thompson, D. J., Kouroussis, G., & Ntotsios, E. (2019). Modelling, simulation and evaluation of ground vibration caused by rail vehicles.

Tema 4

Psicoacústica

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EXPERIENCIAS DE PERSONAS AUTISTAS Y SENSIBLES AL RUIDO CON SONIDOS Y ESPACIOS DE LA VIDA DIARIA.

Carmen Rosas Pérez[1], Laurent Galbrun[1], Mary E. Stewart[1], Sarah R. Payne[2]

[1] Heriot-Watt University
{mcrosasp@gmail.com, l.g.u.galbrun@hw.ac.uk, m.e.stewart@hw.ac.uk}
[2] University of Surrey
{sarah.payne@surrey.ac.uk}

Resumen

El estudio de la respuesta al sonido históricamente ha omitido la diversidad auditiva y perspectivas fuera de una "audición normal". Así, las experiencias de las personas con mayor sensibilidad al ruido no se tienen debidamente en cuenta en las normas y reglamentos de construcción o acústica ambiental. El autismo y otras neurodivergencias, por ejemplo, conllevar normalmente experiencias sensoriales significativamente diferentes, y que impactan de forma notable en la vida diaria. Este artículo presenta un resumen de dos estudios (una serie de entrevistas y un cuestionario) enfocados a conocer las experiencias de personas más sensibles al ruido, y acciones que pueden resultar útiles para mejorarlas. En contraste con otros estudios centrados en experiencias de niños, este proyecto ha contado con la participación de 323 adultos sensibles al ruido, siendo un 60% (N=195) neurodivergente. Los resultados señalan la importancia de mejorar la accesibilidad acústica de espacios para aprender, trabajar, socializar o descansar, y ponen de manifiesto una frecuente falta de comprensión durante toda su vida por parte de la sociedad y las autoridades. Todos esto se asocian a altos niveles de estrés y problemas de salud, así como a un impacto negativo en la autoimagen, las perspectivas personales y profesionales, y el bienestar general.

Palabras clave: diversidad auditiva, neurodiversidad, autismo, sensibilidad al ruido, accesibilidad acústica

Abstract

The study of the response to sound has historically omitted aural diversity and perspectives outside of "normal hearing". Thus, the experiences of people with higher noise sensitivity are not considered in building or environmental acoustics regulations. Autism and other neurodivergences, for example, typically entail significantly different sensory experiences, which impact notably on daily life. This article presents a summary of two studies (a series of interviews and a questionnaire) focused on the experiences of people who are noise sensitive, and actions that may be useful to improve them. In contrast to other studies focusing on children's experiences, this project has involved 323 noise-sensitive adults, 60% of them (N=195) neurodivergent. The results highlight the importance of improving the acoustic accessibility of spaces for learning, working, socialising or resting, and show a frequent lack of understanding by society and authorities throughout their lives. All of these factors are associated with high levels of stress and health problems, as well having a negative impact on self-image, personal and professional prospects, and general well-being.

Keywords: aural diversity, neurodiversity, autism, noise sensitivity, acoustic accessibility

PACS nº. 43.50.Qp, 43.55.Hy, 43.66.-x

1 Introducción

El estudio de percepción del sonido y sus efectos suele centrarse en recoger datos cuantitativos y en su análisis estadístico, calificando las experiencias que se desvían de la respuesta media como valores atípicos (o *outliers*). Además, en la mayoría de ocasiones se reclutan participantes jóvenes, usualmente estudiantes universitarios, y con el requisito de tener una *audición normal* [1], por lo que se podría considerar en realidad como una representación minoritaria de la población. Estos métodos y análisis pueden simplificar aspectos a la hora de aplicar los resultados en regulaciones y mejoras de diseños a corto plazo, pero pueden dar lugar a conclusiones problemáticas a nivel teórico cuando esta respuesta se identifica posteriormente como la "típica", y práctico cuando las soluciones y normas se basan en ella.

Por otra parte, entornos como viviendas, escuelas, instalaciones sanitarias u oficinas, suelen diseñarse observando los valores exigidos en las normas acústicas como objetivos, cuando en realidad se trata de normas mínimas de calidad o límites más allá de los cuales las organizaciones y autoridades tienen la obligación de tomar medidas. Estos límites y recomendaciones no evitan a día de hoy los efectos negativos del ruido en la población general, como las molestias, el estrés, múltiples problemas de salud y la disminución de la esperanza de vida [2–5], y cada vez son más los estudios que muestran una baja correlación entre las principales magnitudes numéricas exigidas en las normativas y la evaluación subjetiva en laboratorio y en entornos reales [6,7].

Unos de los grupos con mayor riesgo de sufrir consecuencias negativas debido al ruido son las personas autistas y neurodivergentes, que presentan frecuentemente diferencias sensoriales significativas, como una mayor sensibilidad auditiva. Tanto estudios académicos como relatos de experiencias personales indican que las personas autistas muestran diferencias sensoriales consistentes [8–11], implicando a menudo una mayor capacidad de registro de información [12,13]. Estas diferencias pueden manifestarse en una alta prevalencia de hiposensibilidad auditiva y, más a menudo, de hipersensibilidad [14–16], relacionada con una diferencia en la respuesta a los sonidos y no con el funcionamiento del propio sistema auditivo [14]. El impacto diferente de los estímulos sensoriales es a menudo reportado como una de las principales razones por las que se experimentan desafíos [17]. Estos desafíos no sólo conducen a mayores niveles de estrés sensorial, sino que representan barreras para el acceso social, afectando a todos los aspectos de la vida de las personas autistas y sensibles al ruido. Por lo tanto, las diferencias sensoriales, en combinación con entornos inaccesibles por su diseño inadecuado, pueden serios efectos negativos en la salud y el bienestar. Muchos entornos interiores y exteriores son cada vez más ruidosos, con un mayor número de estímulos sensoriales, y en algunos de ellos, como en el trabajo o en casa, pasamos largos periodos de tiempo, a veces sin posibilidad de salir.

Como afirman Berglund et al. [18], "no podemos ignorar nuestro deber de atender a los grupos vulnerables", en sus Directrices sobre el ruido en la comunidad, y la OMS reconoce que "las normas de protección se derivan esencialmente de observaciones sobre los efectos del ruido en la salud de poblaciones 'normales' o 'medias'. [...] normalmente adultos [...] seleccionados por su fácil disponibilidad. Sin embargo, los grupos de personas vulnerables suelen estar infrarrepresentados". En las Directrices sobre ruido ambiental para la región europea [19], también se señala que "los valores guía recomendados podrían no conducir a una protección total de la población, incluidos todos los grupos vulnerables".

En línea con esta llamada a la inclusión, el proyecto presentado en este artículo tiene como objetivo comprender los aspectos negativos y positivos del entorno acústico más comunes para las personas sensibles al ruido, abordando algunas de las consecuencias de la falta de diversidad en los estudios de percepción y experiencias con el sonido. Las conclusiones del proyecto deberían, en última instancia,

identificar soluciones que permitan mejorar aspectos del diseño acústico de espacios comunes que puedan constituir una barrera para las personas sensibles al ruido, y desarrollar recomendaciones a tener en cuenta para la creación de espacios más inclusivos y accesibles desde el punto de vista acústico.

2 Objetivos y metodología

El proyecto cuenta hasta el momento con dos estudios realizados, los cuales se describen a continuación.

2.1. Estudio 1: Entrevistas semiestructuradas a personas autistas

El primer estudio consiste en una serie de entrevistas semiestructuradas a 12 adultos autistas (25-64 años, 7 mujeres) residentes en el Reino Unido. Las preguntas estaban orientadas a proporcionar una visión general de sus experiencias individuales, de su percepción del entorno acústico y de su efecto en su vida diaria, indicando tanto elementos negativos como positivos.

Los objetivos de estas entrevistas eran identificar:

- Problemas comunes que pueden no ser abordados por estudios sobre acústica y percepción en la población general.
- Elementos que representan una "barrera aural" y necesitan más atención.
- Estrategias comunes para hacer frente a los espacios inaccesibles acústicamente.
- Elementos con efecto beneficioso en diferentes contextos.
- Acciones que podrían mejorar la vida cotidiana.

El contenido de las entrevistas se ha analizado mediante análisis temático reflexivo. Este enfoque cualitativo permite desarrollar temas complejos y multifacéticos, e identificar elementos comunes para su uso en el estudio 2. También reconoce la subjetividad del investigador como una fortaleza, aportando una perspectiva única en la interpretación de los datos [20]. Antes de finalizar, se compartió con los participantes un resumen de las principales conclusiones para obtener sus opiniones y comentarios.

2.2. Estudio 2: Cuestionario sobre experiencias y preferencias de personas sensibles al ruido

El segundo estudio consiste en un cuestionario online destinado a cuantificar algunas de las conclusiones clave obtenidas en el Estudio 1, y explorar en detalle las preferencias sobre soluciones y medidas para mejorar la acústica de espacios comunes. Los objetivos del Estudio 2 incluyen:

- Examinar el impacto del efecto acumulativo y la falta de habituación al ruido en determinadas situaciones con agencia reducida sobre los sonidos.
- Evaluar el uso de estrategias de supervivencia identificadas comunes.
- Evaluación de la efectividad de las medidas acústicas y no acústicas, incluidos elementos del Estudio 1 y otros comúnmente encontrados en diversos espacios.
- Identificar entornos problemáticos y positivos más comunes, así como las barreras percibidas para la aplicación de medidas cuando se solicitan.

Al cuestionario respondieron un total de 311 participantes de todo el mundo que se consideraban sensibles al ruido (o que usualmente sufrían en entornos ruidosos). De estos: el 50% residía en Reino Unido y un 17% en España; el 63% eran mujeres y el 22% hombres; el 50% tenía entre 35 y 54 años; 59% eran neurodivergentes y un 43% autistas; y el 44% declaró alguna diferencia auditiva (pérdida de audición con o sin audífonos, hiperacusia, acúfenos, Menniere’s, etc).

3 Resultados

3.1 Análisis temático de las entrevistas a 12 personas autistas

Durante el análisis de las entrevistas se han desarrollado cinco temas principales: i) la alta sensibilidad al sonido afecta a todos los aspectos de la vida, ii) la falta de comprensión y aceptación - gaslighting sensorial, iii) la agencia es crucial, iv) la música y los entornos naturales tienen un importante efecto positivo, v) experiencias durante la pandemia - más tranquilo al aire libre, más ruidoso en el interior. En la Tabla 1 se recogen los temas y subtemas desarrollados, así como las subsecciones dentro de ellos.

Tabla 1. Temas, subtemas y subsecciones desarrolladas durante el análisis temático.

Tema 1. La alta sensibilidad al sonido afecta a todos los aspectos de la vida	Subtema 1.1. La sensibilidad es variable	*Depende del día y del nivel de estrés.*
		Depende del contexto y de otras experiencias.
		Depende de las circunstancias fisiológicas.
		Efecto acumulativo de los sonidos.
	Subtema 1.2. La alta atención, conciencia y percepción de los sonidos repercuten en la respuesta	*Atención a cada sonido.*
		Tiene aspectos positivos.
	Subtema 1.3. El diagnóstico aumenta el conocimiento y la confianza	*Mejor comprensión de las diferencias y necesidades sensoriales.*
		Mayor confianza para la defensa.
Tema 2. Falta de comprensión y aceptación: gaslighting sensorial *El cuestionamiento y el rechazo son habituales. Miedo a decir algo.*	Subtema 2.1. La falta de aceptación tiene consecuencias personales y profesionales	*Se necesita aceptación y cambios*
		No siempre se facilitan las adaptaciones.
	Subtema 2.2. Las necesidades no cubiertas en las directrices sobre ruido/edificación conducen a entornos discapacitantes	*Una vivienda adecuada y asequible es muy importante.*
		Los espacios públicos y los transportes suponen un reto.
		Conocimiento de las normas sobre ruido y soluciones.
	Subtema 2.3. Efectos negativos de los entornos acústicos inadecuados sobre la salud y el bienestar	*Alto índice de ansiedad y otras enfermedades relacionadas con el estrés.*
		Acoso en casa, en la escuela y en el trabajo.
		Evitación de la asistencia sanitaria.
Tema 3. La capacidad de acción es crucial *Control sobre el entorno. Tener opciones ayuda. Evitar como última opción.*	Subtema 3.1. La previsibilidad es importante, pero no lo es todo	*La información y los mapas sensoriales pueden ayudar a prepararse.*
		Los lugares con sonidos ignorables son menos estresantes.
	Subtema 3.2. Hogar y trabajo: la tranquilidad es tan importante como difícil de encontrar	*Necesidad de mejorar el acceso a espacios positivos.*
Tema 4. La música y los entornos naturales tienen un importante efecto positivo		*Pasión intensa por la música.*
		Mejor al aire libre que en el interior.
		Preferencia por el silencio y los sonidos naturales reales.
Tema 5. Experiencias durante la pandemia: más tranquilidad en el exterior, más ruido en el interior		*Más tranquilidad en el exterior y menos estrés.*
		La alta propagación del COVID implica menos posibilidades de evitar el ruido en casa.
		Desigualdades en las normas de vivienda y el entorno acústico.

3.2 Resultados preliminares del cuestionario para personas sensibles al ruido

A continuación se resumen los principales resultados obtenidos hasta el momento tras el análisis estadístico de las 311 respuestas al cuestionario:

- La sensibilidad al ruido tiende a aumentar con la edad: el 66% de los participantes encuentra que su sensibilidad a aumentado con el tiempo, y sólo el 5% percibe que ha disminuido.
- Los sonidos fuertes suelen causar dolor físico a la mayoría de los participantes (56%), siendo este porcentaje más alto en el caso de las personas neurodivergentes (70%).
- Las voces, la música y el ruido del tráfico son más difíciles de "ignorar" para la mayoría incluso tras una exposición continuada, mientras que a las personas neurodivergentes también les cuesta acostumbrarse a sonidos de fondo continuos tipo ventilación.
- Casi el 90% tiene dificultades para filtrar los sonidos irrelevantes cuando hay múltiples sonidos en un entorno (77% de neurotípicos frente al 96% de neurodivergentes, $p = 0{,}000$). Algunas consecuencias de esto son una mayor molestia y cansancio (+90% del total), pero también un alto nivel de disfrute en la naturaleza o escuchando música debido a la audición simultánea de varios sonidos/instrumentos.
- A la mayoría le siguen molestando ciertos ruidos también cuando pueden oír sonidos agradables a la vez, por lo que es posible que el enmascaramiento de sonidos no funcione en ciertas circunstancias.
- Las estrategias de afrontamiento más comunes están relacionadas con abandonar y evitar espacios ruidosos y/o con gente, así como el uso de tapones y auriculares.
- El acceso a espacios tranquilos y a la naturaleza son las medidas consideradas más útiles, seguidas por un buen aislamiento acústico en el hogar, trabajar desde casa y que los bares y restaurantes bajen el volumen de la música de fondo.
- Las barreras para la implementación de medidas más comúnmente reportadas están relacionadas con la inacción de ayuntamientos, organizaciones o comunidad de vecinos, estigma y rechazo, e incomprensión.
- Las acciones consideradas más necesarias son la concienciación social y educación de políticos y ciudadanos, así como más comprensión por parte de personas cercanas y organizaciones.

Como ejemplo de los resultados obtenidos, la figura 1 muestra las medidas para reducir el impacto negativo del ruido propuestas en el cuestionario, en orden de mayor a menor utilidad según el porcentaje de respuestas "Siempre" y "A menudo".

4 Discusión

Los participantes en ambos estudios reportaron importantes consecuencias negativas en su salud, su vida personal y su carrera debido a entornos no accesibles acústicamente. Tanto en las entrevistas como en el cuestionario se han destacaron factores como reducir el volumen del sonido en diversos entornos y buen tratamiento y aislamiento acústico en el hogar y el trabajo, y también se ha incidido en la importancia de aspectos no acústicos como el contexto, la evitabilidad o la necesidad del sonido en sí, y la capacidad de acción real y percibida, coincidiendo con lo reportado en estudios anteriores [30,31]. Otros factores cruciales, como la falta de comprensión, la desestimación de sus experiencias y el gaslighting sensorial, muestran ser moderadores significativos de las respuestas al sonido y su impacto.

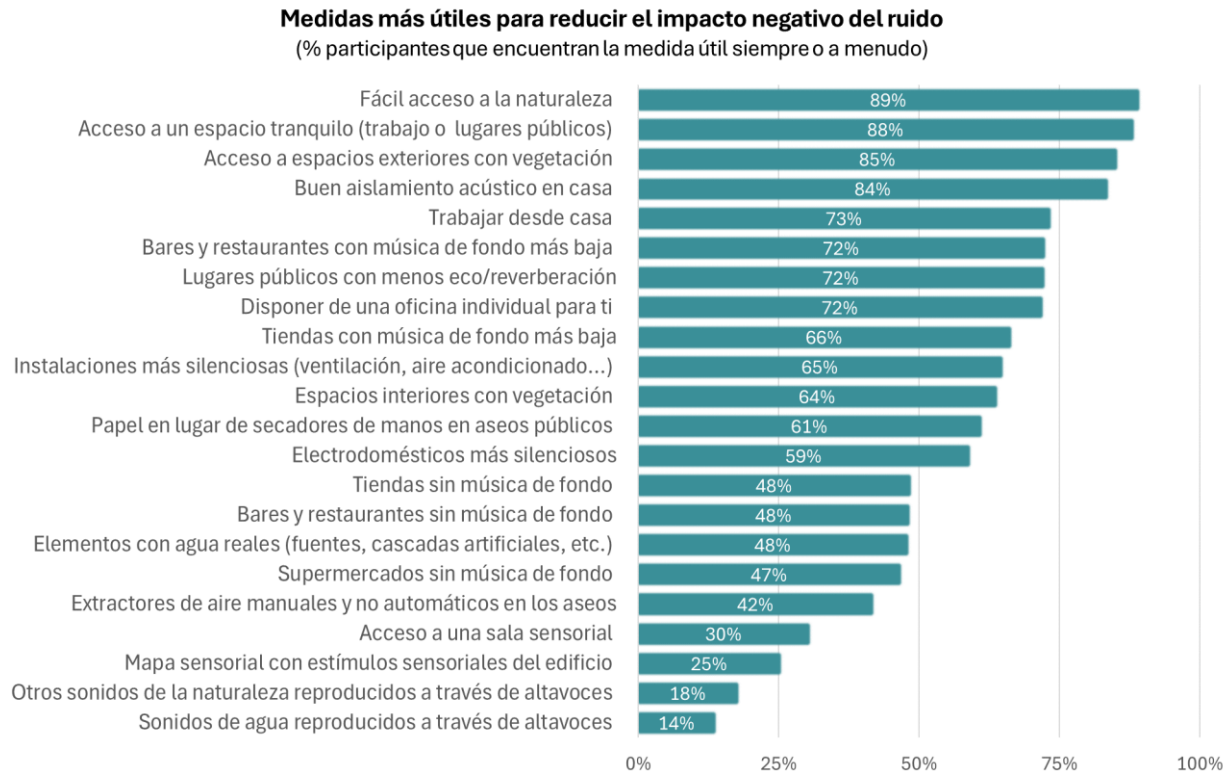


Figura 1. Resultados de la pregunta “Pensando en todos los casos en situaciones en las que los sonidos te afectan negativamente en tu vida diaria, ¿cuáles de estas medidas son, en tu experiencia, útiles para reducir ese impacto?”

La acústica de los entornos educativos, por ejemplo, puede suponer una gran barrera para sus objetivos principales, que son poder enseñar y aprender. Debido a su importancia, las conclusiones de este estudio sobre el tema se describen en detalle en otra publicación [21]. Cabe destacar que todos los participantes que trabajaban como profesores tuvieron que dejar su trabajo, en parte debido al estrés sensorial. Un entorno acústico inadecuado afecta también al uso de la asistencia sanitaria por parte de varios de los participantes. Esto coincide con los resultados de un estudio reciente que evalúa las barreras a la asistencia sanitaria para personas autistas, donde los entornos acústicos ruidosos y caóticos eran una de las principales barreras reportadas [22].

Los entornos acústicos inadecuados limitan asimismo la socialización, con lugares de ocio ruidosos, estresantes y poco propicios para las conversaciones. Aunque algunos participantes han sugerido alternativas más adecuadas, estas no siempre han sido aceptadas. Como resultado, han tenido que renunciar a asistir a eventos sociales, bares, restaurantes, conciertos y otros lugares.

Por otra parte, tener que solicitar adaptaciones y medidas para mitigar el estrés auditivo prueba ser una barrera en sí misma, y puede conllevar a más consecuencias negativas, como conflictos traumáticos y bullying. Junto a esto, factores como el aumento del estrés sensorial a corto y largo plazo o las continuas experiencias negativas solicitando cambios repercuten en la respuesta frente a situaciones ruidosas. Tal y como sugiere, entre otros, Guski [23], cuando las posibilidades de acción se reducen debido a estrés, impotencia, y desconfianza en autoridades, se incrementa la molestia sufrida.

Cabe destacar, además, que al contrario de lo comúnmente considerado, los participantes no reportaron un *efecto de habituación* ni a corto ni a largo plazo, sino todo lo contrario: la repetida exposición a estresores sonoros aumenta su estrés, frustración y su sensibilidad al ruido, especialmente a los que producen su malestar de forma continuada, por lo que promover la exposición para la desensibilización, tal y como se practica en los casos de experiencias postraumáticas, puede provocar un empeoramiento en estas situaciones.

Con respecto al uso de medidas individuales, muchas dependen de ciertos privilegios y situación socioeconómicos, por lo que pueden ser social y económicamente injustas. Otras, como el uso prolongado de auriculares, trabajar en ciertos sitios y a ciertas horas, o no acudir a ciertos espacios, pueden conllevar consecuencias negativas para la salud y la carrera profesional ("*Sin hipérbole, trabajar en callcenters de planta abierta casi me mata. Y trabajar desde casa sería horrible debido al ruido de mis vecinos y del edificio"*). Unos de los datos preocupantes es que el 50% de las personas autistas declaró haber bebido alcohol para hacer frente al ruido, frente al 21% de los participantes sensibles al ruido que se consideran neurotípicos.

Los recursos económicos también afectan la capacidad de controlar el entorno acústico, especialmente en viviendas. Los inquilinos dependen de propietarios y agencias que a menudo no realizan las reformas necesarias, y los barrios menos ruidosos tienen un precio más elevado normalmente. Aunque la relación del ruido, salud y factores socioeconómicos ha sido objeto de varios estudios [24,25], a menudo se ignora en el impacto del ruido en personas con diferencias sensoriales.

Los problemas de equidad también se presentan en el acceso a espacios verdes y a la naturaleza [26], que en el cuestionario son también altamente valorados para contrarrestar los efectos del ruido. Igualmente, extender y normalizar el acceso a lugares tranquilos dentro de edificios públicos, lugares de trabajo y ciudades resultaría beneficioso, potencialmente, para toda la población.

Por último, es importante señalar que en conflictos por molestias de ruido, tanto empresas como los técnicos responsables a menudo utilizan la sensibilidad al ruido para desacreditar a los grupos afectados, discriminarlos y desestimar su sufrimiento y peticiones, perpetuando la negación y victimización [27]. Factores como las experiencias y expectativas sitúan a las víctimas en lo que Yıldırım llama "subsunción espacio-temporal", perturbando sus actividades cotidianas incluso en ausencia de ruido, y reduciendo significativamente su calidad de vida.

5 Conclusiones

Este proyecto busca ampliar la investigación en acústica para incluir una mayor variedad de percepciones y experiencias, y proponer al final del mismo soluciones que se consideran útiles para reducir el impacto negativo del ruido sobre todo en las personas más afectadas por él. Muchas de las normas y prácticas actuales no garantizan entornos adecuados, ni siquiera un buen descanso nocturno, especialmente para los grupos vulnerables. Las directrices existentes, además, a menudo no se observan ni se hacen cumplir, causando no solo molestias menores, sino también serios problemas de salud tanto en personas sensibles al ruido como en la población general.

Los resultados indican una urgente necesidad de mejorar las condiciones acústicas en espacios cotidianos, muchos de los cuales están empeorando en este respecto. Muchas de las mejoras más demandadas pueden lograrse además con técnicas existentes y no requieren grandes inversiones (en algunos casos supondría incluso un ahorro económico). El acceso a espacios tranquilos y áreas verdes también debe facilitarse de forma activa y teniendo en cuenta aspectos de desigualdad social.

También es necesario aumentar la aceptación de la diversidad auditiva en la investigación y la sociedad, incluyendo a diseñadores, educadores y responsables políticos para crear entornos acústicamente accesibles, en lugar de depender del uso de medidas individuales, que pueden ser problemáticas y conllevar otros inconvenientes. Crear entornos acústicos accesibles puede beneficiar a todos y mejorar significativamente la vida de quienes tienen diferencias sensoriales.

Agradecimientos

Los autores desean dar las gracias a todos los participantes en los dos estudios, que han compartido tan generosamente sus experiencias con nosotros.

Referencias

[1] Drever J, Cobianchi M, Rosas-Pérez C. Auraltypical acoustics? A critical review of acoustical foundations, standards and practices, Glasgow: 2022.
[2] Guski R, Schreckenberg D, Schuemer R. WHO Environmental Noise Guidelines for the European Region: A Systematic Review on Environmental Noise and Annoyance. International Journal of Environmental Research and Public Health 2017;14:1539 https://doi.org/10.3390/ijerph14121539.
[3] Brown A, van Kamp I. WHO Environmental Noise Guidelines for the European Region: A Systematic Review of Transport Noise Interventions and Their Impacts on Health. IJERPH 2017;14:873. https://doi.org/10.3390/ijerph14080873.
[4] Babisch W, Pershagen G, Selander J, Houthuijs D, Breugelmans O, Cadum E, et al. Noise annoyance — A modifier of the association between noise level and cardiovascular health? Science of The Total Environment 2013;452–453:50–7. https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2013.02.034.
[5] European Environment Agency. Environmental noise in Europe 2020.
[6] Persson K, Björkman M, Rylander R. Loudness, Annoyance and dBA in Evaluating Low Frequency Sounds. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control 1990;9:32–45. https://doi.org/10.1177/026309239000900104.
[7] Rychtarikova M, Mülner H, Stani M, Chmelik V, Glorieux C. Does the living noise spectrum adaptation of sound insulation match the subjective perception? Proceedings - European Conference on Noise Control 2012:180–4.
[8] Crane L, Goddard L, Pring L. Sensory processing in adults with autism spectrum disorders. Autism 2009;13:215–28. https://doi.org/10.1177/1362361309103794.
[9] Robertson AE, Simmons DR. The Sensory Experiences of Adults with Autism Spectrum Disorder: A Qualitative Analysis. Perception 2015;44:569–86. https://doi.org/10.1068/p7833.
[10] Jones RSP, Quigney C, Huws JC. First-hand accounts of sensory perceptual experiences in autism: a qualitative analysis. Journal of Intellectual & Developmental Disability 2003;28:112–21. https://doi.org/10.1080/1366825031000147058.
[11] MacLennan K, O'Brien S, Tavassoli T. In Our Own Words: The Complex Sensory Experiences of Autistic Adults. J Autism Dev Disord 2021. https://doi.org/10.1007/s10803-021-05186-3.
[12] Bouvet L, Mottron L, Valdois S, Donnadieu S. Auditory Stream Segregation in Autism Spectrum Disorder: Benefits and Downsides of Superior Perceptual Processes. J Autism Dev Disord 2016;46:1553–61. https://doi.org/10.1007/s10803-013-2003-8.
[13] Remington A, Fairnie J. A sound advantage: Increased auditory capacity in autism. Cognition 2017;166:459–65. https://doi.org/10.1016/j.cognition.2017.04.002.

[14] Lucker JR. Auditory Hypersensitivity in Children With Autism Spectrum Disorders. Focus Autism Other Dev Disabl 2013;28:184–91. https://doi.org/10.1177/1088357613475810.
[15] Stiegler LN, Davis R. Understanding Sound Sensitivity in Individuals with Autism Spectrum Disorders. Focus Autism Other Dev Disabl 2010;25:67–75. https://doi.org/10.1177/1088357610364530.
[16] Williams ZJ, Suzman E, Woynaroski TG. Prevalence of Decreased Sound Tolerance (Hyperacusis) in Individuals with Autism Spectrum Disorder: A Meta-analysis. Ear Hear 2021;42:1137–50. https://doi.org/10.1097/AUD.0000000000001005.
[17] Newton K, Memmott A, Corbyn J, Williams G. "It's Not Rocket Science": Considering and meeting the sensory needs of autistic children and young people in CAMHS inpatient services. 2021.
[18] Berglund B, Lindvall T, Schwela DH, World Health Organization Occupational and Environmental HealthWorld Health Organization Occupational and Environmental Health. Guidelines for community noise. World Health Organization; 1999.
[19] Weltgesundheitsorganisation, Regionalbüro für Europa. Environmental noise guidelines for the European Region. 2018.
[20] Braun V, Clarke V. Thematic Analysis: A Practical Guide. Sage; 2021.
[21] Rosas-Pérez C, Galbrun L, Stewart ME, Payne SR. How can anyone learn or teach? Experiences of autistic people with sound in schools and universities. Proceedings of Meetings on Acoustics 2023;51:015001. https://doi.org/10.1121/2.0001741.
[22] Doherty M, Neilson S, O'Sullivan J, Carravallah L, Johnson M, Cullen W, et al. Barriers to healthcare and self-reported adverse outcomes for autistic adults: a cross-sectional study. BMJ Open 2022;12:e056904. https://doi.org/10.1136/bmjopen-2021-056904.
[23] Guski R. Personal and social variables as co-determinants of noise annoyance. Noise & Health 1999;1:45–56.
[24] Dreger S, Schüle S, Hilz L, Bolte G. Social Inequalities in Environmental Noise Exposure: A Review of Evidence in the WHO European Region. IJERPH 2019;16:1011. https://doi.org/10.3390/ijerph16061011.
[25] Preisendörfer P, Bruderer Enzler H, Diekmann A, Hartmann J, Kurz K, Liebe U. Pathways to Environmental Inequality: How Urban Traffic Noise Annoyance Varies across Socioeconomic Subgroups. Int J Environ Res Public Health 2022;19:14984. https://doi.org/10.3390/ijerph192214984.
[26] Who benefits from nature in cities? Social inequalities in access to urban green and blue spaces across Europe. European Environment Agency. https://www.eea.europa.eu/publications/who-benefits-from-nature-in/who-benefits-from-nature-in (acceso en Junio 2024).
[27] Yildirim A. Sounding the Overflown: A critical-victimological study of environmental harm through the example of aircraft noise in London, UK. Doctoral Thesis. Goldsmiths, University of London, 2022.

Tema 5

Acústica subaquática

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

DISEÑO DE UNA ANTENA DE ONDA DE FUGA ACÚSTICA PARA LA LOCALIZACIÓN ESPACIAL

Alejandro Fernández-Garrido[1], María Campo-Valera[2], Elena Abdo-Sánchez[2], Rubén Picó[3], Rafael Asorey-Cacheda[1]

[1] Department of Information and Communications Technologies, Universidad Politécnica de Cartagena, 30202 Cartagena, Spain
{alejandro.fernandez3@upct.es, rafael.asorey@upct.es}
[2] Telecommunication Research Institute (TELMA), Universidad de Málaga, 29071 Málaga, Spain
{maria.campo@ic.uma.es, elenaabdo@ic.uma.es}
[3] Institut d'Investigació per a la Gestió Integrada de les Zones Costaneres (IGIC), Universitat Politècnica de València (UPV), 46730 Gandia, València. Spain
{rpico@upv.edu.es}

Resumen
Desde la década de 1910, las señales acústicas se han utilizado para la localización espacial de objetos, como en el SONAR, y en diversas aplicaciones de localización de fuentes sonoras en el aire, incluyendo sistemas de seguridad. Estos sistemas suelen emplear arrays de transductores acústicos en configuraciones geométricas variadas, lo cual implica un hardware costoso y algoritmos con alto coste computacional. Como alternativa, las antenas acústicas basadas en guías de onda de fuga ofrecen ventajas significativas. Estas antenas, desarrolladas por primera vez en los años 1940 para ondas electromagnéticas, son atractivas por su alta directividad y capacidad de escaneo de frecuencias.

Estas antenas funcionan utilizando un único transductor que alimenta una guía de onda acústica, permitiendo la emisión de haces directivos que escanean el espacio angular mediante el cambio de la frecuencia de operación. Esto permite controlar la dirección del haz de sonido y prever una estimación del ángulo de llegada en aplicaciones de SONAR. Este trabajo utiliza el software COMSOL Multiphysics para realizar un análisis numérico de la directividad, propagación y los parámetros de transmisión y reflexión de estas antenas, con el objetivo de describir la fenomenología física detrás de esta innovadora tecnología.

Palabras clave: Antenas de ondas de fuga, SONAR, barrido de haz, directividad, método de elementos finitos.

Abstract
Since the 1910s, acoustic signals have been used for the spatial localization of objects, as in the case of SONAR. Various applications have also been developed for locating sound sources in the air, including security systems, among others. These systems typically use arrays of acoustic transducers arranged in various geometric configurations. The simultaneous processing of the channels requires very expensive hardware and high computational cost algorithms. A more advantageous alternative is acoustic antennas based on leaky waveguides.

These antennas operate on the principle of power leakage along a waveguide. This technology was first developed in the 1940s for electromagnetic waves and is highly attractive due to its high directivity and

frequency scanning capability. It works by using a single transducer that feeds an acoustic waveguide, allowing the emission of directive beams that scan the angular space by changing the operating frequency, thus controlling the direction of the sound beam. This property enables the estimation of the angle of arrival in SONAR applications. This work presents a numerical analysis using the commercial software COMSOL Multiphysics, examining the directivity, propagation, and transmission and reflection parameters to describe the physical phenomenology behind this technology.

Keywords: Leaky-wave antennas, SONAR, beam scanning, directivity, finite element method.

PACS nº. 43.30.Wi, 43.30.Yj

1 Introducción

El uso de señales acústicas para la localización espacial de objetos ha sido una práctica implementada durante muchos años. Un ejemplo destacado es la tecnología SONAR (SOund NAvigation and Ranging), una técnica de localización y rastreo que utiliza la propagación del sonido bajo el agua para navegar, comunicarse, detectar objetos sumergidos y medir distancias. Además del SONAR, la localización de fuentes sonoras tiene aplicaciones en la imagenología médica, sistemas de seguridad, y el mapeo de radiación sonora, que resulta útil para reducir emisiones de ruido en vehículos, máquinas y electrodomésticos, entre otros. En estas aplicaciones, es común el uso de arrays múltiples de micrófonos o hidrófonos en diversas configuraciones geométricas. El procesamiento simultáneo de los múltiples canales requiere algoritmos sofisticados de procesamiento, lo que implica un considerable costo computacional y de energía [1].

Una técnica que ha mostrado ventajas sobre el uso de arrays múltiples es el empleo de antenas de onda de fuga acústica, conocidas como ALWA (Acoustic Leaky-Wave Antenna). Estas guías de onda están diseñadas para radiar energía de manera directiva a través de orificios periódicos a lo largo de la guía [2]. El ángulo y la directividad del haz resultante en la dirección de propagación varía en función de la frecuencia y la longitud de la antena.

El mecanismo de funcionamiento de una ALWA se basa en el fenómeno de radiación, que surge de la fuga de energía a través de diversos medios estructurales. Esta fuga puede ocurrir mediante una abertura uniforme a lo largo de una guía de ondas, o bien a través de ranuras dispuestas a intervalos periódicos, formando así celdas unitarias [3][4]. Adicionalmente, la estructura de la antena puede clasificarse como homogénea [5]-[8] o diseñarse utilizando metamateriales acústicos basados en la teoría de líneas de transmisión. La orientación de la radiación puede variar: puede ser perpendicular a la guía de ondas, conocida como “broadside”; inclinada en una dirección angular positiva hasta llegar a 90º, denominada “endfire”; o dirigida en una dirección angular negativa hasta llegar a -90º, conocida como “backfire” [9].

Aprovechando las características de reciprocidad acústica de la ALWA, este sistema también puede utilizarse como receptor. En este caso, reforzará selectivamente un rango de frecuencias dependiendo del ángulo de llegada, convirtiéndose en un dispositivo capaz de proporcionar información sobre la posición de una fuente sonora de amplio espectro con tan solo utilizar un sensor que alimenta un extremo de una de las guías de ondas [10].

Esta tecnología, cuando se aplica tanto a las comunicaciones submarinas como a las aéreas, tiene el potencial de avanzar significativamente en el desarrollo de nuevas soluciones que requieren sistemas de comunicaciones compactos y de baja potencia. En este contexto, las ALWAs poseen características necesarias para facilitar el desarrollo de soluciones robustas del “Internet submarino de las cosas”, así

como de tecnologías de comunicación para vehículos submarinos autónomos [11]. Estas aplicaciones se benefician de la eficiencia y adaptabilidad inherentes a las ALWAs, lo que los hace especialmente adecuados para entornos en los que los sistemas de comunicación tradicionales pueden fallar.

Este trabajo presenta el diseño y la simulación numérica mediante el método de elementos finitos de una antena acústica de ondas de fuga desarrollada por Bongard en [12] para localización espacial utilizando el software COMSOL Multiphysics. Primero se describe el funcionamiento y la geometría de estas antenas. Posteriormente, se detalla la simulación numérica y se comentan los resultados obtenidos. Finalmente, se ofrece una conclusión basada en el trabajo realizado.

2 Antenas de Onda de Fuga Acústicas (ALWA)

Las ALWAs pueden definirse como guías de ondas acústicas abiertas de longitud *L* que propagan modos de fuga. Estos modos se radian hacia el exterior mientras se propagan a lo largo de la guía de ondas abierta. Además de una constante de fase β [rad/m], el número de onda de propagación de los modos incluye la constante de atenuación α [Np/m]:

$$\gamma = \alpha + j\beta \ (m^{-1}) \tag{1}$$

El patrón de radiación de presión acústica de este dispositivo se presenta en forma de un haz directivo escaneado en frecuencia. El ancho de haz a mitad de potencia $(\Delta\theta)$ y la dirección de radiación (θ_r) están dados por [13]:

$$\Delta\theta \approx \frac{\lambda}{Lcos(\theta_r)} \tag{2}$$

$$\theta_r = sin^{-1}\left(\frac{\beta}{k_0}\right) \tag{3}$$

donde λ es la longitud de onda del sonido y k_0 es el número de onda del espacio libre en el medio que rodea la antena, en este caso es aire. Una característica importante de las ALWAs es que, dado que la constante de fase del modo es dispersiva con la frecuencia $\beta=\beta(f)$, el ángulo de escaneo resultante también depende de la frecuencia $\theta_r=\theta_r(f)$. Como resultado, las ALWAs proporcionan de forma inherente un barrido del haz con la frecuencia.

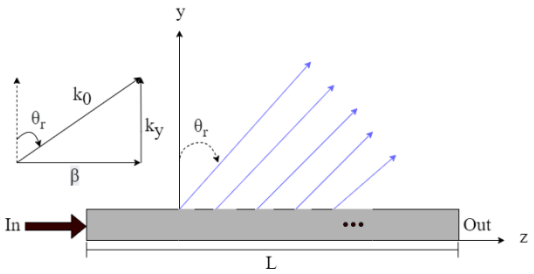


Figura 1 – Principio de funcionamiento de una antena acústica de onda de fuga

La Figura 1 ilustra mediante un esquema la radiación generada por una ALWA, donde el fenómeno de fuga está relacionado con una directividad específica.

3 Diseño propuesto

El diseño de la antena simulado en este trabajo propuesto en [12] consta de 3 partes. Las dos primeras, son dos guías de ondas con una longitud de entrada denominada l_{wgIn} y una longitud de salida l_{wgOut}. La tercera parte es una región periódica formada por 32 celdas con forma de discos, dispuestas una al lado de otra, separadas a una distancia w_{sh}. El radio interior de las guías de onda de entrada y salida es r_{wg}, mientras que el radio y el grosor de las celdas unitarias son r_{inCell} y t_{cell} respectivamente. La longitud de la pared de la celda es l_w.

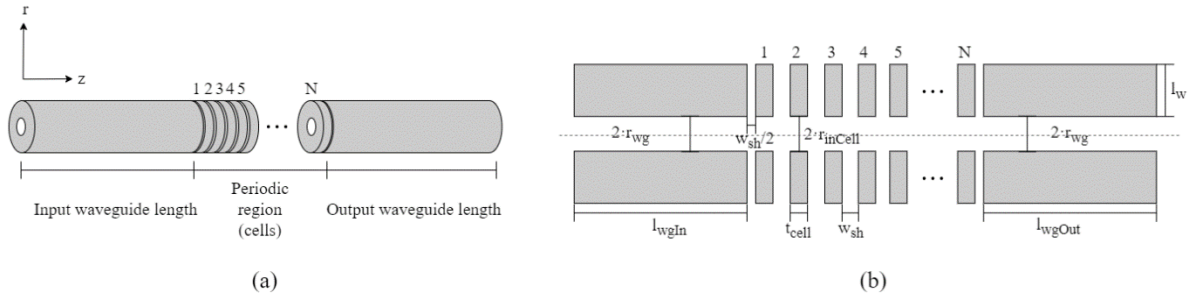


Figura 2 – Geometría de la ALWA. (a) Vista 3D. (b) Plano longitudinal 2D

Considerando la geometría de la antena como se muestra en la Figura 2, una señal acústica con una amplitud dada excita el extremo de la guía de onda de entrada y radia hacia el exterior a través de la anchura del canal de derivación w_{sh}. Los valores de la geometría de la antena se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 – Parámetros geométricos de la antena

Variable	Descripción	Valor (mm)
$l_{wgInOut}$	Longitud de la guía de onda de entrada/salida	382
r_{wg}	Radio interior de la guía de onda de entrada/salida	3
r_{inCell}	Radio interno de la celda	3
t_{cell}	Grosor de la celda	16.5
w_{sh}	Ancho de la derivación	0.5
l_w	Longitud de la pared	17

4 Análisis

El método de los elementos finitos (Finite Element Method, FEM) es un método numérico para aproximar la solución de ecuaciones diferenciales parciales. Este método se utiliza ampliamente en ingeniería para resolver determinados problemas en los que la solución analítica es desconocida o podría conducir a un desarrollo difícil.

La simulación numérica del diseño de la antena se ha realizado mediante el software COMSOL Multiphysics. Para desarrollar el modelo propuesto se simula la respuesta de un sistema acústico a una excitación de tipo armónico. El rango de frecuencias de trabajo en la simulación es de 10 Hz hasta 10 000 Hz con pasos de 10 Hz. La geometría simulada es 2D axisimétrica.

En la Figura 3a se muestran las condiciones de contorno utilizadas que modelan la antena propuesta.

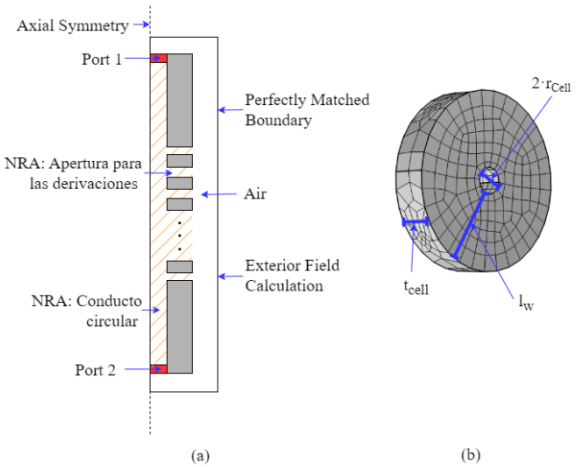


Figura 3 – Condiciones de contorno. (a) Antena, (b) Ejemplo de mallado para una celda

Las condiciones de contorno empleadas [14] son:

- Port: Se utiliza para modelar el puerto de entrada y de salida de la antena que están situados en los extremos de las guías de ondas de entrada y salida.
- Narrow Region Acoustic (NRA). Define un modelo de fluido para las pérdidas inducidas por capas en conductos transversales constantes. En este trabajo se han aplicado dos: (i) conducto circular para guías de ondas, (ii) apertura para las derivaciones entre las celdas.
- Perfectly Matched Boundary (PMB). Se aplica en la frontera del dominio de simulación, ya que es una técnica numérica que permite absorber las ondas incidentes en los contornos externos del dominio y así evitar reflexiones no deseadas.
- Exterior Field Calculation. Permite calcular el campo de presión acústica exterior (campo lejano) a partir de la transformación del campo cercano, proporcionando los valores de la amplitud como de la fase del campo acústico.

Por otro lado, se utiliza una malla con un tamaño máximo de elemento de $\lambda/10$, donde λ es la longitud de onda correspondiente a la máxima frecuencia de simulación ($f_{max} = 10\,000\ Hz$) en el aire que asegura la convergencia del cálculo. Cada elemento de la malla tiene forma cuadrangular para cubrir eficientemente toda la estructura sin un refinamiento excesivo, como se muestra en la Figura 3b.

5 Resultados

5.1 Patrón de radiación

Los patrones de radiación de la antena se muestran en la Figura 4, cuya radiación va desde 20° a endifre (90°) en el rango de 2700 Hz hasta 7000 Hz. El eje radial representa el nivel de presión sonora cuyas unidades son el decibelio (dB SPL).

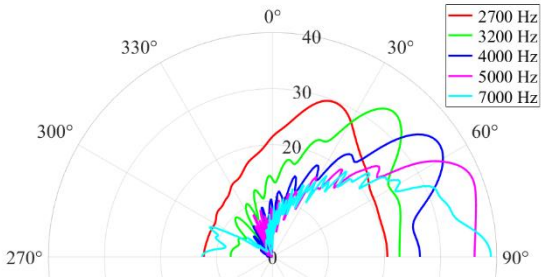


Figura 4 – Patrones de radiación de la antena

En la Tabla 2 se muestran los valores de los patrones de radiación obtenidos, el ancho de haz $\Delta\theta$ a -3 dB y el ángulo de radiación θ_r. Se observa que el ángulo de radiación aumenta para cada frecuencia de excitación.

Tabla 2 – Valores de los patrones de radiación

f [Hz]	θ_r[°]	$\Delta\theta$[°]
2700	21.62	20.35
3200	40.72	15.21
4000	55.81	15.8
5000	68.88	56.32

La Figura 4 también muestra que, a medida que aumenta la frecuencia desde 2700 Hz hasta 4000 Hz, el haz se estrecha y aumenta el nivel de presión sonora. Sin embargo, a ángulos cercanos a 70° para la frecuencia de 5000 Hz como se observa en la Tabla 2, el patrón de radiación se ensancha ($\Delta\theta$=56.32°), posiblemente debido a las interferencias generadas por la propia estructura de la antena. Estos resultados demuestran la capacidad de la antena para ajustar su dirección de radiación según la frecuencia.

5.2 Coeficientes de reflexión y transmisión

Los coeficientes de reflexión y transmisión se definen como el cociente entre el campo acústico reflejado y transmitido y la presión incidente en la guía de ondas.

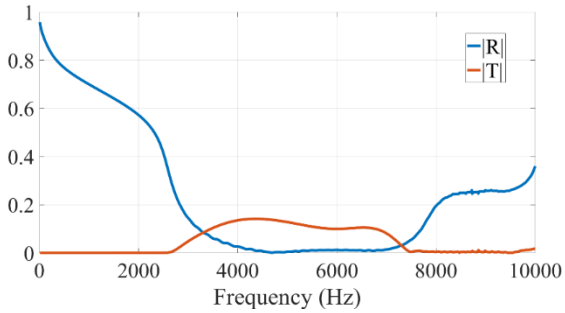


Figura 5 – Coeficientes de transmisión y reflexión de la antena

La Figura 5 muestra que, en el rango de frecuencias de trabajo, el coeficiente de transmisión T es mayor que el coeficiente de reflexión R. Esto indica que la onda incidente se transmite eficientemente a través del dispositivo. Esta característica es deseable porque maximiza la transferencia de potencia.

Idealmente, en un sistema conservativo sin pérdidas, la suma de los coeficientes de transmisión y reflexión debería ser igual a 1, reflejando la conversión de la energía: $|R| + |T| = 1$. En la práctica, esta condición no se cumple perfectamente debido a diversas pérdidas intrínsecas del sistema, como las pérdidas por absorción termoviscosa, así como las pérdidas por radiación. Estas segundas son las deseables en el sistema ya que permite que la antena radie potencia al exterior.

6 Conclusiones

En este trabajo se han analizado diversos fenómenos de propagación acústica en una ALWA y en campo libre, tales como la reflexión, la transmisión y los patrones de radiación. El análisis numérico demostró el comportamiento directivo dependiente de la frecuencia de estos dispositivos, los cuales, para esta simulación, operan desde un ángulo de 20° hasta endfire en la banda de frecuencias de 2700 Hz hasta 7000 Hz. La característica directiva de las ALWAs puede utilizarse para localizar la dirección de una señal mediante un barrido de frecuencias.

Aunque la localización de las fuentes sonoras fue unas de las principales motivaciones de este trabajo, el modelo simulado es sólo un primer paso hacia un sistema que podría ofrecer ventajas sobre las técnicas convencionales en arrays de transductores.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido el resultado de los programas ThinkInAzul y AgroAlNext, financiados por el Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades (MICIU) con fondos de la Unión Europea NextGenerationEU/PRTR-C17.I1 y por la Fundación Séneca con fondos de la Comunidad Autónoma Región de Murcia (CARM). Este trabajo también fue apoyado por las becas PID2020-116329GB-C22 y TED2021-129336B-100, financiadas por el MICIU/AEI/10.13039/501100011033 y por la Unión Europea NextGenerationEU/PRTR. Este trabajo también ha sido financiado por la Fundación Séneca (22236/PDC/23).

Referencias

[1] M. P. Hayes and P. T. Gough, “Synthetic aperture sonar: A review of current status,” *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, vol. 34, no. 3. pp. 207–224, 2009. doi: 10.1109/JOE.2009.2020853.

[2] F. Bongard, H. Lissek, and J. R. Mosig, “Acoustic transmission line metamaterial with negative/zero/positive refractive index,” *Phys Rev B*, vol. 82, no. 9, p. 094306, Sep. 2010, doi: 10.1103/PhysRevB.82.094306.

[3] I. Felis-Enguix, J. Otero-Vega, M. Campo-Valera, I. Villó-Pérez, and J. L. Gómez-Tornero, “Practical Aspects of Acoustic Leaky-Wave Antennas Applied to Underwater Direction Finding,” in *7th International Electronic Conference on Sensors and Applications*, Basel Switzerland: MDPI, Nov. 2020, p. 93. doi: 10.3390/ecsa-7-08218.

[4] C. J. Naify, C. A. Rohde, T. P. Martin, M. Nicholas, M. D. Guild, and G. J. Orris, “Generation of topologically diverse acoustic vortex beams using a compact metamaterial aperture,” *Appl Phys Lett*, vol. 108, no. 22, p. 223503, Jun. 2016, doi: 10.1063/1.4953075.

[5] F. Monticone and A. Alu, “Leaky-Wave Theory, Techniques, and Applications: From Microwaves to Visible Frequencies,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 103, no. 5, pp. 793–821, May 2015, doi: 10.1109/JPROC.2015.2399419.

[6] M. Lee, C. Wiederhold, K. Spratt, C. J. Naify, and M. R. Haberman, "Experimental demonstration of an underwater acoustic leaky wave antenna," *J Acoust Soc Am*, vol. 145, no. 3_Supplement, p. 1727, Mar. 2019, doi: 10.1121/1.5101346.

[7] C. J. Naify, J. S. Rogers, M. D. Guild, C. A. Rohde, and G. J. Orris, "Evaluation of the resolution of a metamaterial acoustic leaky wave antenna," *J Acoust Soc Am*, vol. 139, no. 6, pp. 3251–3258, Jun. 2016, doi: 10.1121/1.4950755.

[8] Q. Wang, J. Lan, Z. Deng, Y. Lai, and X. Liu, "Acoustic source localization based on acoustic leaky-wave antenna with heterogeneous structure," *J Acoust Soc Am*, vol. 153, no. 1, pp. 487–495, Jan. 2023, doi: 10.1121/10.0016815.

[9] C. J. Naify, M. D. Guild, C. A. Rohde, D. C. Calvo, and G. J. Orris, "Demonstration of a directional sonic prism in two dimensions using an air-acoustic leaky wave antenna," *Appl Phys Lett*, vol. 107, no. 13, p. 133505, Sep. 2015, doi: 10.1063/1.4932173.

[10] H. Esfahlani, S. Karkar, H. Lissek, and J. R. Mosig, "Exploiting the leaky-wave properties of transmission-line metamaterials for single-microphone direction finding," *J Acoust Soc Am*, vol. 139, no. 6, pp. 3259–3266, Jun. 2016, doi: 10.1121/1.4949544.

[11] D. R. K. Mary, E. Ko, S. G. Kim, S. H. Yum, S. Y. Shin, and S. H. Park, "A systematic review on recent trends, challenges, privacy and security issues of underwater internet of things," *Sensors*, vol. 21, no. 24. MDPI, Dec. 01, 2021. doi: 10.3390/s21248262.

[12] F. Bongard, H. Lissek, and J. R. Mosig, "Transmission line based metamaterials for acoustic waves," in *2011 XXXth URSI General Assembly and Scientific Symposium*, IEEE, Aug. 2011, pp. 1–4. doi: 10.1109/URSIGASS.2011.6050389.

[13] A. A. Oliner and D. R. Jackson, "Leaky-Wave Antennas," in *Antenna Engineering Handbook*, J. L. Volakis, Ed., New York: McGraw-Hill, 2007.

[14] R. W. Pryor, *Multiphysics modeling using COMSOL 5 and MATLAB*. Mercury learning and information, 2021.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EXPERIMENTAL EIGENMODES OF WATER TANKS FOR UNDERWATER ACOUSTICS APPLICATIONS

Álvaro Lloret Gaona[1], Carles Gallardo Llopis [1], Karan Manoj[1], Pablo Giner Tarazona[1], Víctor Espinosa Rosello[1], Isabel Pérez-Arjona[1]

[1] Universitat Politècnica de València (IGIC-UPV). EPS Gandia.
{allogao@upv.es, kmkarman@upv.es, cargall2@upv.es, pgintar@upv.es, vespinos@upv.es, parjona@upv.es}

Resumen
El objetivo de este artículo es la obtención de los modos propios de tanques de agua utilizados para calibrar dispositivos acústicos submarinos a frecuencias bajas. Para realizar este experimento, se establecerá un punto fijo de la fuente y se medirá la respuesta al impulso del tanque a diferentes posiciones en un mallado bidimensional. La respuesta en frecuencia para cada posición se obtendrá mediante la transformada de Fourier de la respuesta al impulso y para acelerar las medidas, se utilizará un software mediante la emisión de una señal MLS.

Palabras clave: modos propios, MLS, respuesta al impulso, calibración, tanque de agua.

Abstract
This paper aims to obtain the eigenmodes of a freshwater tank used to calibrate different underwater acoustic devices at low frequencies. To perform this experiment, a fixed-point source will be established, and the impulse response of the tank will be recorded at different positions on a spatial grid. The frequency response for each position will be obtained using the Fourier transform of the impulse response, and to speed up the measurements an acquisition software will be used as well with the MLS emission option.

Keywords: eigenmodes, MLS, impulse response, calibration, water tank.

PACS nº. 43.20.Ks, 43.25.Gf, 43.40.At

1 Introduction

Currently, it is necessary to know the sound pressure levels to which we and our environment are exposed. Furthermore, this interest has increased in the marine environment [1] due to, among other factors, the increase in anthropogenic noise pollution [2]. The frequencies produced by different vessels affect cetacean species [3], and protecting these species is required through marine strategies, as it is established by European directives (Directive 2008/56/EC Framework Directive on Marine Strategy [4]), such as the noise descriptor d11, which establishes a noise threshold value [5] to ensure Good Environmental Status (GEA). Regarding noise monitoring, passive acoustic monitoring devices (PAM) are used, where it is needed to calibrate them to determine their sensitivity, especially over time because they are continuously exposed to adverse conditions. Therefore, the calibration of these devices is indispensable.

There are different procedures to calibrate these acoustic systems, although normally it is required for sensors to be in free space conditions or in a chamber with hydrostatic variation [6]. At low frequencies (normally defined < 1kHz), the wavelength is too big for free space conditions in water tanks used in academic facilities and manufacturers to be considered. Because of this, there are different authors that plan to use guided elastic waves using a 12-metre length of copper tubing that is coiled into a 1-metre diameter helix, in order to calibrate [6]. Other methods consist of calibrating in open waters at the sea, although there is the drawback of the variations produced by water conditions [7]. On the other hand, there are others who take advantage of the resonance frequency of the tank to generate a stable pressure field and calibrate a dispositive [8], although for each frequency we should use a different tank with different dimensions, depending on the frequency that we want to calibrate.

All in all, it is inevitable to coexist with the modes of the water tanks. However, knowing what their distribution is at low frequencies, which is where they will present a more important colouring in our signals, it is crucial to achieve a good calibration on our PAMs. The objective is to carry out the experimental study of a swimming pool where both acoustic and ultrasonic measurements are performed, for a plane located in the middle of the water column, and to visualize the proper modes present for different frequencies.

The paper is structured with a brief theoretical introduction of the definition and causes of proper modes in rooms and water tanks, which tackles the experimental approach and configuration. The last part concludes with the results and conclusions about them, as well as future lines to work on to obtain better results.

2 Theoretical background

The existence of modes in both rooms and pools is unavoidable. These modes are resonant waves produced because of constructive and destructive interactions between the incident and reflected waves on multiple walls of the room. Each eigenmode has an associated frequency. Therefore, if the distance between parallel walls within a room is equal to the wavelength of a given frequency, we can say that this frequency will be a proper mode, which will remain stationary, producing a loss of speech intelligibility and acoustic quality. Although they are present in rooms, it is difficult to achieve a more uniform distribution along the frequency spectrum

In case of the geometry being irregular, the mode frequencies and shapes could be determined by a modal analysis in a Finite Element Method (FEM) as described previously by [9]. However, there are

some simple analytical expressions used for simpler geometrical shapes like Rayleigh formula, which indicates the proper modes for a rectangular with completely reflected parallel walls [10]:

$$f_{nx,ny,nz} = \frac{c}{2}\sqrt{\left(\frac{N_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{N_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{N_z}{L_z}\right)^2}, \quad (1)$$

where c is the velocity of sound (m/s) in the medium, L_x, L_y y L_z are the geometrical dimensions of the tank and N_x , N_y y N_z are the integer numbers whose value is a function of the excited proper mode. Therefore, each possible combination will result in a normal mode. There are three different types of modes: the axial modes are the most dominant and they are produced between a pair of parallel surfaces; the tangential modes occur due to the interaction of four walls; the oblique modes are derived from all six surfaces. A combination of tangential and oblique modes can cause as many issues as axial modes.

On the other hand, the density of proper modes increases with the increment of the frequency. This produces that their resonance patterns only have influence until one determinate frequency, called cut-off frequency or Schoeder frequency (see equation 2) [11]. This occurs because the high density of proper modes is equivalent to non-existence and a combination of their patterns with a high granularity makes them cancel each other out. This cut-off frequency f_c is presented as

$$f_c = 2000\sqrt{\frac{T_{60}}{V}}, \quad (2)$$

where T_{60} is the reverberation time for a 60 dB decay and V is the volume of the room. This f_c could be used to divide the room in approximate frequency regions or zones, each one having a different acoustic behaviour..

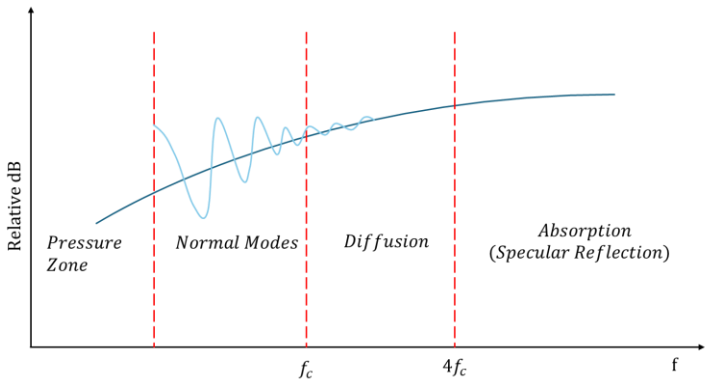


Figure 1 – Schroeder curve of different spectrum zones of a room.

In Figure 1, we can see the different zones presented by Schroeder. The pressure zone is constituted by frequencies that do not fit inside the room, i.e. the pressure is transmitted but the sound cannot resonate. The next zone is the Normal modes or resonance zone, where the maximum influence is the proper modes. This zone is followed by the diffusion or transition zone, where the influence of stationary waves and pure travelling waves coexist. In this zone it is only possible to do statistical estimations.

Finally, there is the absorption zone, where the effect of eigenmodes is negligible and other physical effects such as reflection, absorption, diffraction, etc have more influence.

3 Methodology

3.1 Equipment

The authors had at their disposal a large swimming pool, that was often used as a water tank, for studies related to underwater acoustics (see Figure 1). The dimensions of the water tank are 9.75 m x 4.88 m x (X x Z x Y) 1.3 m. It is filled with water up to a height of 1 m.

A low-frequency transducer (Lubell VC2C) is placed inside the tank, and it is connected to an audio amplifier (PLE-1PXX0-EU). The VC2C emits acoustic pressure waves, that are captured using a hydrophone (Brüel & Kjaer 8103). The recorded signal from the hydrophone is amplified using a conditioning amplifier (Brüel & Kjaer Nexus).

With a soundcard (CLIO) and PC the emission and reception of the signals are controlled. The CLIO also converts the digital time-domain signal to a frequency-domain signal by performing a Fast Fourier Transform (FFT). The time and frequency signals are saved and postprocessed later. Below (Figure 2) are some images describing the measurement setup.

MLS was chosen as emission signal because it is robust to environmental noise and is commonly used in room acoustics applications to compute the reverberation time. The signal is first generated by a computer, sent to a sound card (which converts digital to analog signal) and then amplified before being sent to the VC2C. For more details on the set-up interconnexion blocks, see Figure 3.

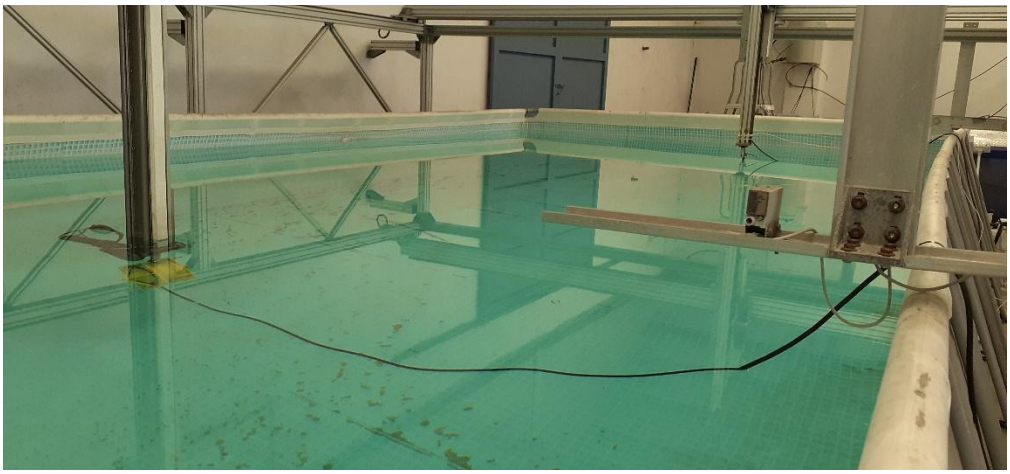


Figure 2 – Low-frequency transducer and hydrophone positioned inside the water tank

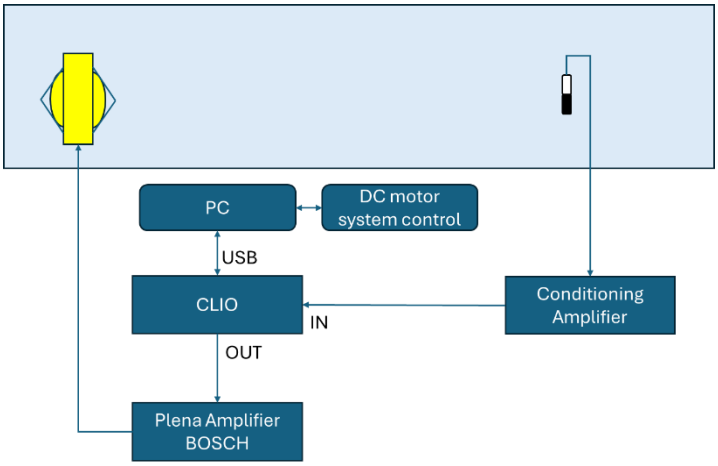


Figure 3 – Measurement setup schematic

3.2 Measurement Procedure

The VC2C and hydrophone are positioned using a three-axis gantry system, driven by DC motors. This system does not cover all the tank area. Therefore, we have taken measures in the system range. The low-frequency transducer has been fixed at one position (X=2.43 m, Z=2.5 m, Y=0.45 m). To get the frequency response and impulse response maps we have made a mesh of different hydrophone positions. The measures have been taken only for a horizontal plane due to the shallow depth. Therefore, the hydrophone was in the middle of the column water. We have used a step of 0.3 m for X and Z directions.

For each position on the grid, we have taken a measure emitting a MLS signal of 16 ksamples with an average configuration of 16 signals in the CLIO. This procedure has been repeated 3 times. As a result, we have taken 3 measures for 196 different positions, a total of 588 measures.

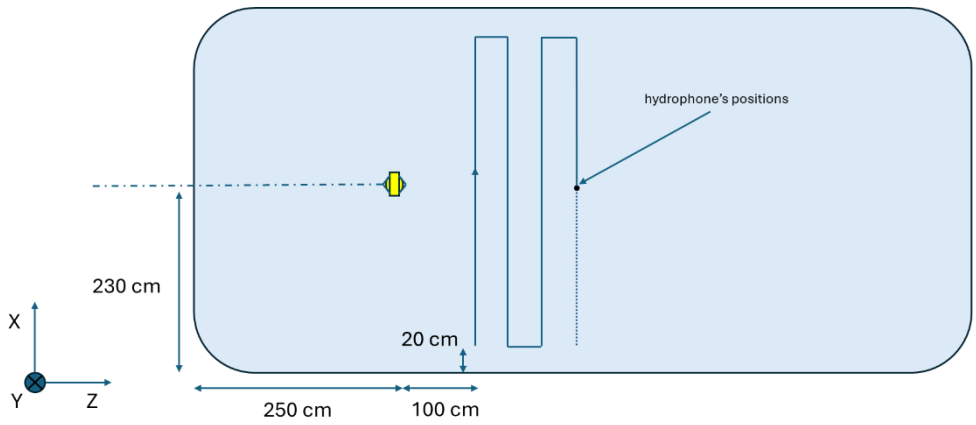


Figure 4 – Reference system with the hydrophone measurement trajectory

3.3 Analytical eigenmodes

We have done a previous analysis of the principal analytical modes of the tank and the frequential distribution of this modes. The values of *Lx*, *Ly*, and *Lz* for the studied tank are: 488 cm for *Lx*, 100 cm for *Ly*, and 975 cm for *Lz*. Applying the equation (1) we get the first modes of each type of modes. (Table 1).

Type	*Nx Ny Nz*	Frequency [Hz]
Axial	0 0 1	76,9
	0 1 0	750
	1 0 0	153,7
Tangential	0 1 1	753,9
	1 0 1	171,8
	1 1 0	765,5
Oblique	1 1 1	769,4

Table 1 – First modes of each type for L_x = 488 cm, L_y = 100 cm and L_z= 975 cm.

The frequencies of some modes are remarkably close. To get the distribution of modes with *N* (*Nx*, *Ny* and *Nz*) from 0 to 10 below 2 kHz we have used a histogram with a bandwidth of 50 Hz. As it can be seen in the next graphic (Figure 5), most of the frequencies have at least a similar pair. In addition, there is a kind of increment of frequency modes while the frequency increases.

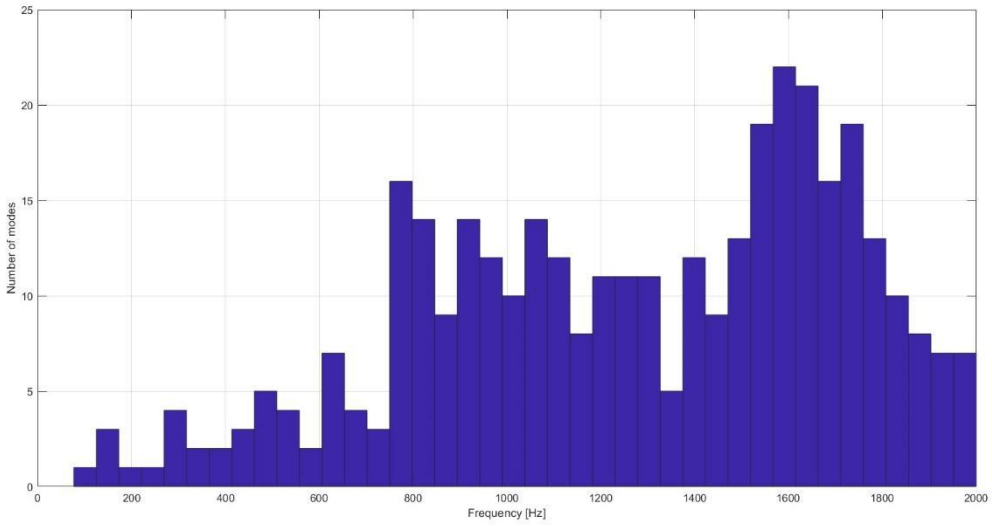


Figure 5 – Hystogram of frequency modes.

3.4 Frequency response analysis

The frequency response (*H(f)*) is given by the CLIO software. To get the map of the eigenmodes the *H(f)* has been filtered with a bandpass filter with a rectangular window. Due to the distance of each step,

the maximum possible frequency to recover a map is under 2000 Hz. So, all the results in this paper are given until 2 kHz.

3.5 Impulse response and time reverberation analysis

The acquisition software also gives the impulse response (*h(t)*). By a convolution of a theorical sine signal and *h(t)* we can simulate the behaviour of the waves in the tank for different frequencies.

$$y_{z,x}(t) = x(t) * h_{z,x}(t), \tag{2}$$

where $x(t)$ is the desired signal to simulate the propagation in our system and will be the same for each point of the pool and $y_{z,x}(t)$ is the output signal of the system for each point of the pool at coordinates (Z, X). $h_{z,x}(t)$ is the impulse response for each point of the tank.

Moreover, reverberation time can be obtained with the impulse response. We have filtered the signal with a bandpass filter to get the energy in the frequencies of interest. Then the signal has been converted from Pa to dB in order to get the decaiment curve, also known as Shroeder curve. The reverberation time is commonly estimated with the time difference between –5 dB and –65 dB. But in this case, we have used the T30 so the time difference goes from –5 dB to –35 dB and it is multiplied by 2.

4 Results

We have obtained three types of maps $H(f)$, $h(t)$, and T30. Firstly, we will introduce the results from the frequency response (Figure 6 and 7). Secondly, we will review the pattern shapes present at the convolution between a theoretical signal and the impulse response (Figure 8). Lastly, we will show the reverberation time patterns (Figure 9).

The shape of the modes does not match the order of the analytical modes estimated. Thus, this can be due to the geometry of the tank with curved and not rigid walls. But in the frequency response we have found some pattern for frequencies above 600 Hz and below 2 kHz.

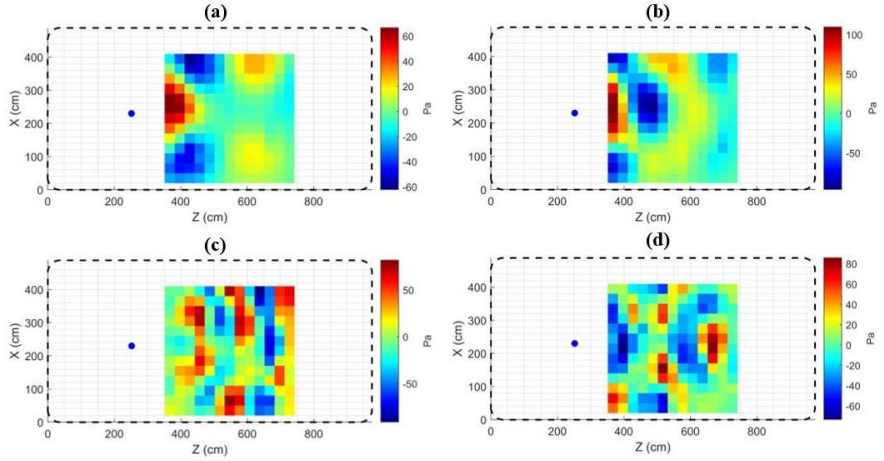


Figure 6 – Real part of the frequency response for some frequencies for each point on the pool. The black dashed lines are the contours of the tank and the blue point is the position of the source. Plotted special distribution at frequencies:
(a) 846.68 Hz; (b) 905.27 Hz; (c)1107.42 Hz; (d) 1218.75 Hz

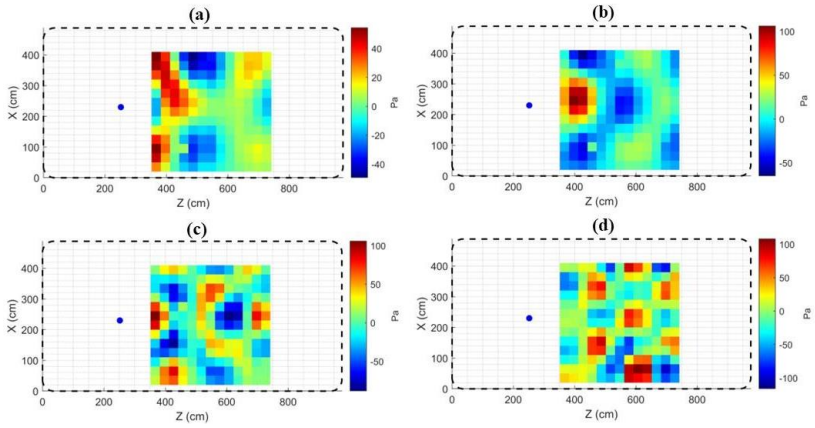


Figure 7 – Imaginary part of the frequency response for some frequencies for each point on the pool. The black dashed lines are the contours of the tank, and the blue point is the position of the source. Plotted special distribution at frequencies:
(a) 846.68 Hz; (b) 905.27 Hz; (c)1107.42 Hz; (d) 1218.75 Hz

Doing the convolution of the impulse response and those frequencies we got resembling shapes of the modes in the frequency response. As a result, we now have the evolution of the tank's performance in time for frequencies below 2 kHz. We can also use this method to study the behaviour of any theoretical signal in the tank. For frequencies up to 600 Hz the wave cannot propagate properly due to its wavelength being too large compared to the depth of the tank (see Figure 9).

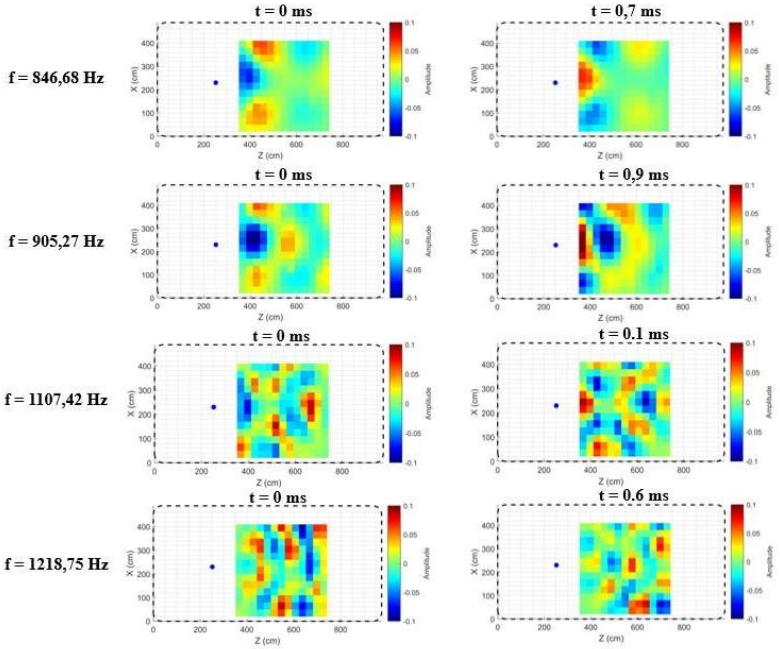


Figure 8 – Propagation of the signal by the impulse response of each measured point for different frequencies (each row). For each frequency, it is shown two instant times (t = 0 and others).

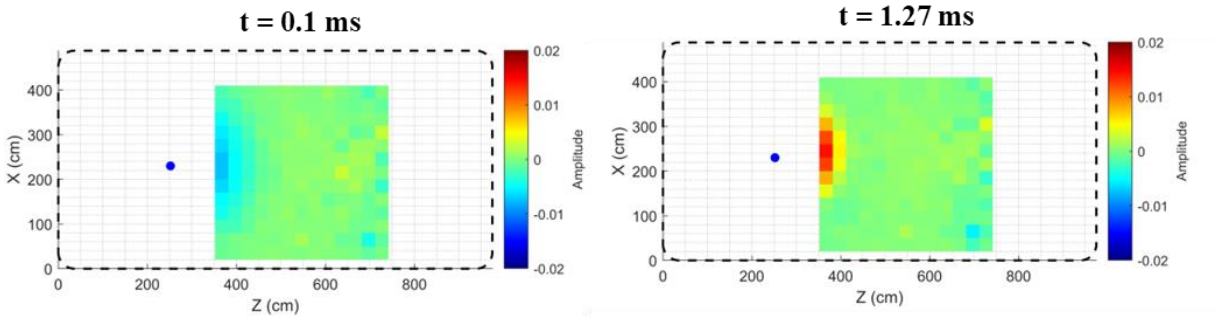


Figure 9 – Example of propagation of a continuous sinus of 63 Hz in the tank for the sample's times 0.1 ms and 1.27 ms.

Time reverberation maps can be seen in Figure 10. There are shapes for low frequencies that do not appear in the frequency response and the time evolution graphics. For 125 and 250 Hz, the pattern is a high-order axial mode for N_Z. For 500 Hz, the pattern is a tangential mode of N_Z and N_X.

The previous shown frequencies also have a pattern but with less difference in the values of T30. It cannot be assumed that there is a homogeneous field in the water tank because of its small dimensions. With a column water depth of 1 m there are many reflections from the surface and the bottom.

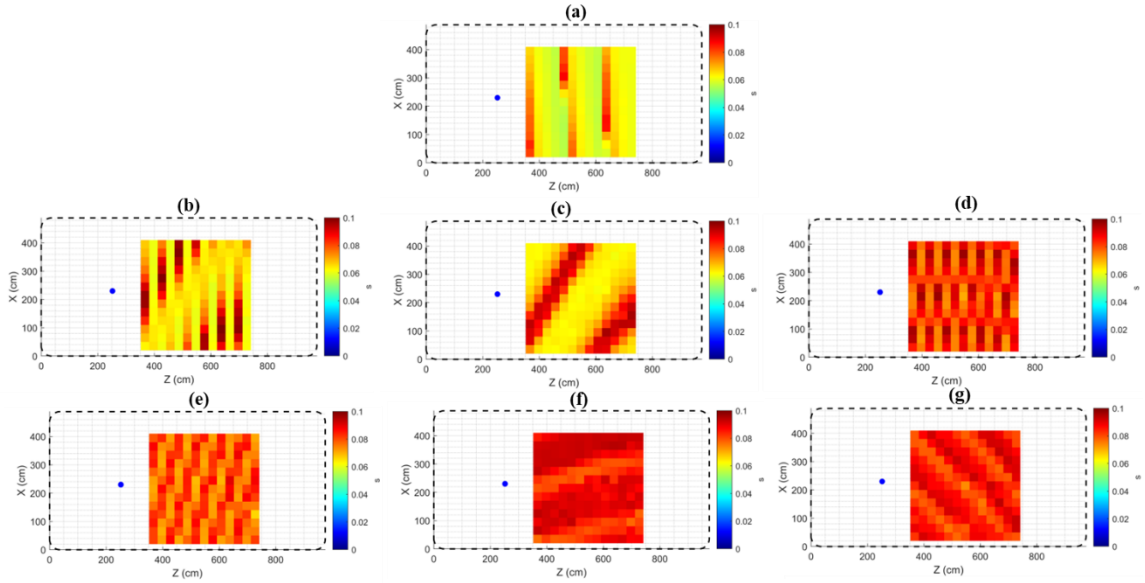


Figure 10 – Spatial patterns shown for different frequency bands:
(a) 125 Hz;(b) 250;(c) 500;(d) 846.68;(e) 905.27;(f) 1107.42;(g) 1218.75

From the results we have experimentally obtained the limits from the pressure zone and modal zone. It is difficult to propagate waves with frequencies below 600 Hz due to it being related to the pressure zone. From 600 Hz to 2 kHz the presence of modes exists, so we are in the modal zone.

5 Conclusions

As it was said in the introduction, there is a need of doing calibrations for different devices in underwater applications, so it is crucial to know the acoustic behaviour in the measuring place. In this research we have studied a water tank from the UPV used for calibrations and underwater devices tests.

We have taken a map of the frequency response for a layer that covers the principal area of common measurement points. From this map for different frequencies, we have confirmed the presence of eigenmodes from 600 Hz to 2 kHz. The analytical expression for eigenmodes frequencies does not match with the resulting map. As a result, it was impossible to identify the different modes in the tank. This formula is intended for geometries with parallel and rigid walls. Our tank has a curved wall at the bottom and the surface is an impedance change layer that is always changing its shape.

Furthermore, we have been able to extract the impulse response for each measured point which provides information of time evolution for any signal using a convolution. The upper limit is again 2 kHz due to the distances between points on the grid. On the other side, the lower limit is again 600 Hz. For frequencies lower than 600 Hz the wave does not propagate.

Extracting the T30 map for each point on the grid we can conclude that the acoustic field is not homogeneous. As can be seen in Figure 10, patterns appear with lower and higher values of T30. Even for low frequencies for which we are not able to see the presence of modes in the frequency response or evolution time with this representation, we can confirm the presence of modes.

All things considered, we have summarised enough information about the frequential response and the behaviour of the interaction between direct and reflected sound. It is now possible to choose the best point for each point to measure avoiding the zones with more reflections. Moreover, as we can know the temporal evolution with the impulse response, we can decide which frequencies, amplitude and duration will be more appropriate for the required test. We are still working on this project doing a simulation in COMSOL and measuring more points to have a 3D representation of the tank.

6 Acknowledgements

This communication has been made possible thanks to the funding of the LIFE15 IP ES 012 project under the name of "INTEGRATED, INNOVATIVE AND PARTICIPATORY MANAGEMENT FOR THE MARINE NATURA 2000 NETWORK IN SPAIN".

References

[1] Howe, B. M., Miksis-Olds, J., Rehm, E., Sagen, H., Worcester, P. F., & Haralabus, G. (2019). Observi Tournadre, J. (2014). Anthropogenic pressure on the open ocean: The growth of ship traffic revealed by altimeter data analysis. *Geophysical Research Letters*, *41*(22), 7924-7932.

[2] Tournadre, J. (2014). Anthropogenic pressure on the open ocean: The growth of ship traffic revealed by altimeter data analysis. *Geophysical Research Letters*, *41*(22), 7924-7932.

[3] Bruck, J. N. (2024). A deeper understanding of noise effects on cetaceans. *Learning & Behavior*, *52*(1), 3-4.

[4] Directive, S. F. (2008). Directive 2008/56/EC of the European Parliament and of the Council. *Journal). Council Decision of*.

[5] Dekeling, R. P. A., Tasker, M. L., Van der Graaf, A. J., Ainslie, M. A., Andersson, M. H., André, M., ... & Young, J. V. (2014). Monitoring Guidance for Underwater Noise in European Seas, Part II: Monitoring Guidance Specifications.

[6] Drinnan, R., & Barclay, D. R. (2023). Hydrophone calibration between 1 kHz and 10 kHz using elastic waveguides. *The Journal of the Acoustical Society of America*, *153*(3_supplement), A244-A244.

[7] Benadí, A. G., Cadena-Munoz, J., del Río Fernandez, J., Juan, X. R., & Manuel-Làzaro, A. (2015). Good Practice Guide for calibrating a hydrophone" in situ" with a non-omnidirectional source at 10 kHz. Acta Imeko, 4(1), 26-34.

[8] TAKAHASHI, R., & AKAMATSU, T. (2018). Measurement of the Stable Sound Field in the Small Tank for Simple Calibration. *The Journal of the Marine Acoustics Society of Japan*, *45*(3), 99-109.

[9] Carbajo, J., Poveda, P., Arjona, I. P., Espinosa, V., Cianferra, M., Tinivella, U., ... & Ramis, J. (2023, October). ENCLOSURE ACOUSTICS CONSIDERATIONS FOR THE STUDY OF THE EFFECT OF NOISE ON FISH. In *Tecniacustica Cuenca 2023-Publicacion del Congreso* (pp. 1-1008). Libro de Actas-Tecniacústica.

[10] Okumura, T., Akamatsu, T., & Yan, H. Y. (2002). Analyses of small tank acoustics: empirical and theoretical approaches. *Bioacoustics*, *12*(2-3), 330-332.

[11] Skålevik, M. (2011, June). Schroeder frequency revisited. In Proceedings of Forum Acusticum (Vol. 2011).

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ACOUSTIC POSITIONING SYSTEM ON KM3NeT NEUTRINO TELESCOPE

Carlos-Alberto Quiroz-Rangel[1], Miguel Ardid[1], Dídac Diego-Tortosa[2]
on behalf of the KM3NeT Collaboration.

[1] Universitat Politècnica de València (UPV-IGIC), Paranimf, 1, Gandia, 46730
carquira@upv.es, mardid@fis.upv.es
[2]Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN-LNS), Via S. Sofia, 62, Catania, 9512
didac.diegotortosa@lns.infn.it

Resumen

KM3NeT es una infraestructura de investigación en construcción que consta de dos nodos de detección en el mar Mediterráneo llamados ARCA (Astroparticle Research with Cosmics in the Abyss) instalado a 100 km de la costa de Sicilia (Italia) a una profundidad de 3,5 km, y ORCA (Oscillation Research with Cosmics in the Abyss) instalado a 40 km de la costa de Toulon (Francia) a una profundidad de 2,5 km. Estos detectores se basan en detectar la luz producida tras la interacción de un neutrino con una red de tres dimensiones de Módulos Ópticos Digitales. Para la reconstrucción de la trayectoria y energía de la partícula es necesario conocer la posición relativa de los Módulos Ópticos con buena precisión (~10 cm). Los Módulos Ópticos están en constante movimiento debido a las corrientes marinas; por ello, KM3NeT dispone de un Sistema de Posicionamiento Acústico y un software de procesamiento denominado Filtro de Datos Acústicos. El Filtro de Datos Acústicos cuenta con Balizas Acústicas ancladas en posiciones conocidas del fondo marino. Cada Baliza acústica emite una señal específica. Si los sensores piezocerámicos de los Módulos Ópticos registran estas señales, el Filtro de Datos Acústicos guarda su tiempo de llegada. Actualmente, estos tiempos se calculan mediante una función de correlación cruzada entre los datos acústicos brutos registrados y la señal de referencia. A continuación, estos tiempos de llegada se utilizan para posicionar los receptores acústicos mediante un proceso de optimización de la multilateración. Este manuscrito describe el Sistema de Posicionamiento Acústico de KM3NeT y presenta un estudio comparativo entre el proceso actual del Filtro de Datos Acústicos y los resultados utilizando una función de correlación cruzada normalizada, también utilizando patrones a partir de señales experimentales registradas directamente por los hidrófonos del telescopio.

Palabras clave: Acústica Submarina; Sistema de Posicionamiento Acústico; KM3NeT.

Abstract

KM3NeT is a research infrastructure under construction consisting of two detection nodes at the Mediterranean Sea: ARCA (Astroparticle Research with Cosmics in the Abyss) installed 100 km off the coast of Sicily (Italy) at a depth of approximately 3.5 km, and ORCA (Oscillation Research with Cosmics in the Abyss) installed 40 km off the coast of Toulon (France) at a depth of approximately 2.5 km. ARCA and ORCA are 3D arrays of Digital Optical Modules for detecting the light produced by secondary particles from neutrino interactions. The precise knowledge of the relative positions of the Digital Optical Modules (~10 cm) is mandatory for the reconstruction of the particle trajectory and energy. The Digital Optical Modules are constantly moving due to the sea currents; therefore, an Acoustic Positioning System is employed for monitoring their position. Acoustic Beacons are deployed in known positions on the sea floor. Each Acoustic Beacon emits a specific signal. The Digital Optical Modules are equipped with piezoceramic sensors which record these signals, and their Time of Arrival

are saved through the Acoustic Data Filter process. Currently, these Times are found by a cross-correlation function between the recorded acoustic data and the ideal reference signal. Then, these Times of Arrivals are used to position the acoustic receivers by a multilateration optimization process. This manuscript describes the KM3NeT-Acoustic Position System and presents a comparison study between the current Acoustic Data Filter process and the results using a normalized cross-correlation function, also using patterns from experimental signals directly recorded by the telescope's hydrophones.

Keywords: Underwater Acoustics, Acoustic Positioning System, KM3NeT.

PACS no. 43.30.Xm, 43.30.Yj

1. Introduction

KM3NeT (Acronym for Cubic Kilometer Neutrino Telescope) [1] is a research infrastructure installing two neutrino detectors in the Mediterranean Sea ARCA (Astroparticle Research with Cosmic in the Abyss) at 100 km off the coast of Sicily (Italy) at a depth of ~3.5 km for neutrino astronomy and ORCA (Oscillation Research with Cosmic in the Abyss) 40 km off the coast of Toulon (France) at a depth of ~2.5 km for studying the fundamental properties of neutrinos. The first ARCA detection line or detection unit (DU) was installed in 2015; 28 lines are currently operational and taking data. The first ORCA detection unit was installed in 2017; 19 lines are presently operational. When the construction is completed, ARCA will host 230 detection units and ORCA 115 detection units.

Each DU consists of a base anchored to the seabed, a buoy that keeps the line taut, and 18 DOMs [2] arranged along the line. The DOMs are equipped with photomultipliers. The optical modules used in the ARCA and ORCA detectors feature an innovative design. Unlike traditional neutrino telescopes that use a single large photomultiplier tube (PMT) enclosed in a glass sphere, the KM3NeT DOMs incorporate 31 small PMTs. Additionally, they house calibration devices and the complete front-end and readout electronics. The vertical distance between DOMs and the horizontal distance between DUs differs for the two detectors. In ORCA the distance between DUs is approx. 20m and the vertical distances between DOMs approx. 9m, whereas in ARCA the distance between DUs is approx. 90m and vertical distances between DOMs approx. 36m [1]. The Section 2 are described the APS, its components and instrumentation as well as the data analysis procedure. The current configuration of the APS is reviewed and discussed in Section 3. In Section 4 the results are presented obtained from simulations of the current configuration and methodology, as well as the study conducted using different signals and techniques in signal analysis. The conclusions are summarized in Section 5 and in Section 6 a list of the next steps is included.



(a) (b)

Figure 1: (a) ARCA and ORCA final configurations. (b) A KM3NeT-DU and a KM3NeT DOM.

2. The Acoustic Positioning System (APS)

The detection principle and technology are the same for both telescopes: the trajectories of charged particles produced by neutrino interactions are reconstructed through the detection of the Cherenkov light. The detection principle of the KM3NeT telescopes is illustrated in Fig.2 (figure 2) for the case of a muon resulting from a neutrino interaction with matter below the sea bed. The Cherenkov light cone emitted along the muon trajectory is depicted. The neutrino's direction is reconstructed from the arrival times of the Cherenkov light at the optical modules and the positions of these modules.

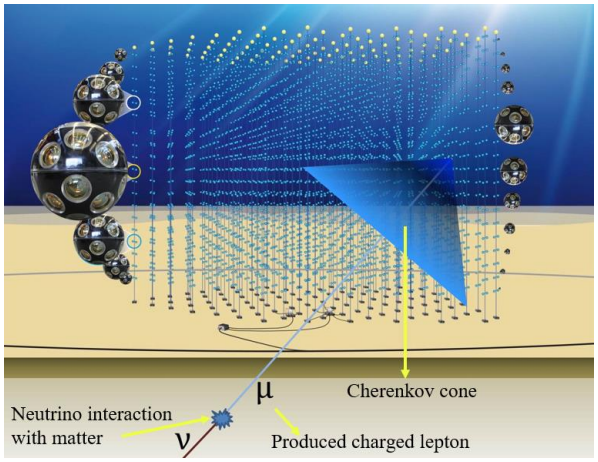
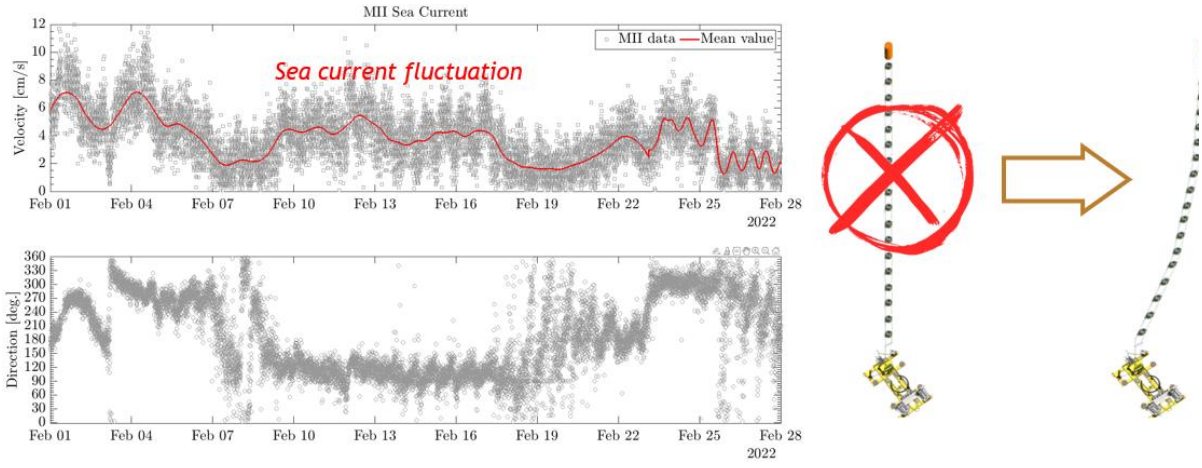


Figure 2: Illustration of the detection principle of the KM3NeT telescopes.

Sea currents produce movements of the DOMs (see figure 3). Knowing the exact position of the detectors at the time an interaction is recorded is necessary to determine the neutrino trajectory. The positioning system consists of an acoustic positioning system (APS) that monitors the position of DOMs, and additional system that determines the DOM orientation.



(a) (b)

Figure 3: (a) Experimental sea current data in ORCA [4]. (b) Illustration of the sea current effect on a DU [4].

The APS consists of transmitters called Acoustic Beacons (AB) anchored to the seafloor in known fixed positions and Digital Acoustic Receivers (DARs) in the DU, (see figure 4). The DARs are of two types: internal piezoceramic sensors, inside each DOM, and external hydrophones fixed at the base of each DU. The recording of acoustic signals captured by the receivers makes also possible to perform acoustic studies of the environment, such as environmental noise evaluations, bioacoustics studies, and neutrino acoustic detection, among others.

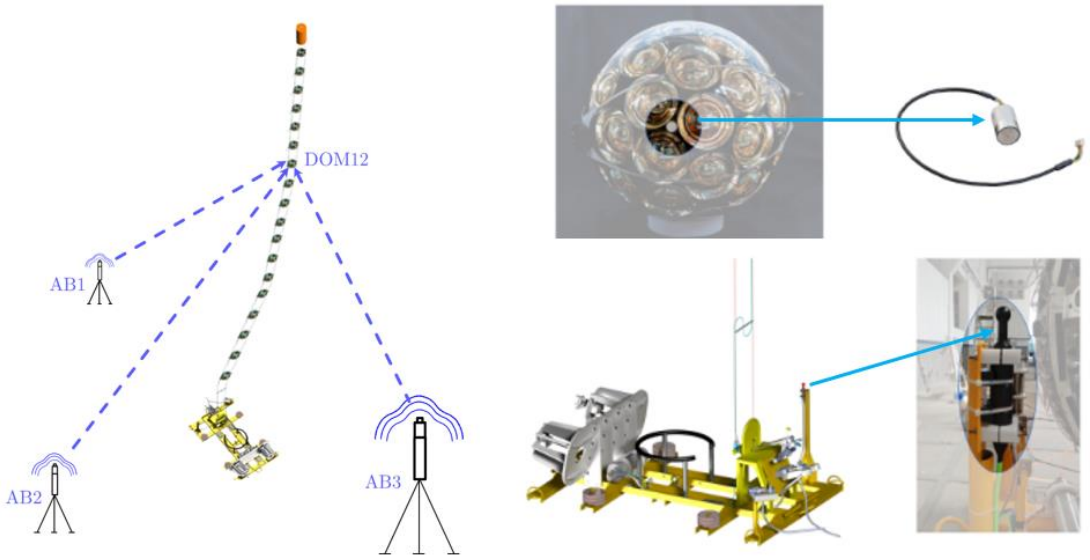


Figure 4: Schematic view of the APS with a zoom to the DARs in the right part.

The primary goal of the Acoustic Data Filter (ADF) is to identify emissions from the acoustic positioning system and determine the arrival times of these signals. The ToA of the acoustic signals detected by the DARs is measured by analyzing its data flow. A Long Baseline (LBL) positioning system is an underwater navigation method that relies on distance measurements to fixed, calibrated transponders installed on the seabed. Once an LBL-beacon pulse is identified, it is associated with the detector's absolute GPS time (Unix time stamp). The distance between each beacon and DAR is then calculated, considering the acoustic signal's Time of Emission (ToE) and the sound velocity (SVP) along the water column. By knowing the locations of the LBL beacons, the position of each DAR can be calculated onshore by a pc farm using algorithms based on spherical multi-lateration [3].

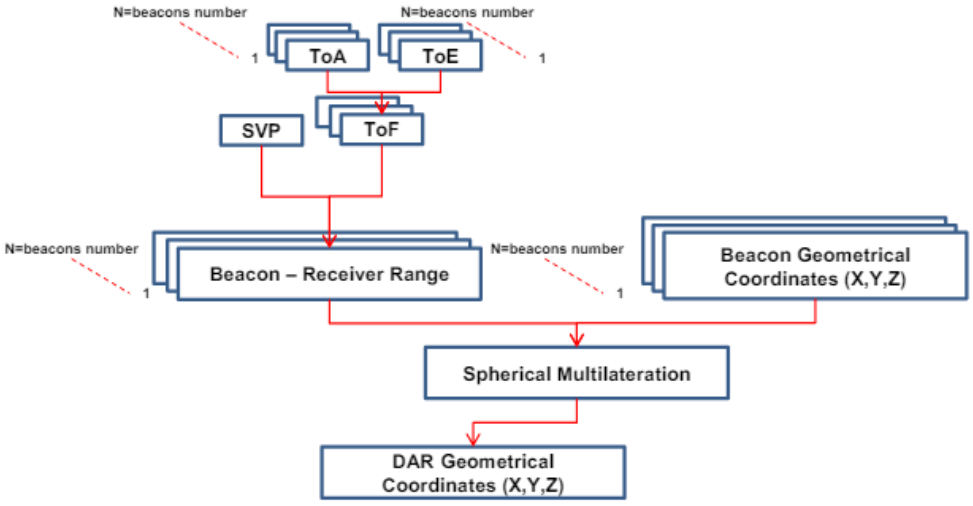


Figure 5: Schematic view of the DOM positioning software.

The cross-correlation function between the acoustic data flow and the reference signals of all the emitters is done to identify the emitter signals and determine the ToA. These cross-correlation results show a prominent peak or Quality Factor (QF) where the similarity between the expected and recorded signals is greatest. By comparing the magnitude of this peak with results from other emitters and the spatial-temporal correlations between DARs, the specific emitter can be identified, and the Time of Emission (ToE) of the corresponding emitter can be determined. The sound speed gradient (c_{sound}) is estimated based on environmental properties (with c_{sound} ranging from 1552.0 to 1563.8 m/s in ARCA and 1545.6 to 1549.0 m/s in ORCA) and using the ToA and ToE values the Time of Flight (ToF) can be calculated, allowing for determining the distance. Using all emitters triangulation can be performed to obtain the x, y, and z coordinates of each receiver.

3. Status:

Acoustic signals propagate effectively through water. For instance, a 32 kHz tone emitted at a pressure level of 180 dB re 1 µPa at 1 meter will have a signal amplitude of approximately 110 dB re 1 µPa at 2 km. [3].

In the preliminary phases of telescope construction, with less than 30 (ARCA) / 20 (ORCA) DUs and an LBL configuration with no more than 4 ABs, the ADF effectively distinguishes the correct emitters. However, as the number of deployed DUs increases, the distance between APS elements grows, and the number of ABs increases, the assignment of the received signal to the right AB becomes more complicated. There may be cases in which the highest QF calculated does not correspond to the correct emitter but to a closer emitter due to the influence of the amplitude of the received signal on the correlation values. Alternatively, the saturation effect on the received signal occurs when the transmitter-receiver distance is small. This situation makes necessary to seek for improvements in the analysis performed by the ADF to ensure accuracy in identifying the emitters. On the other hand, the use of small-time windows generates a high ratio of QFs and ToAs which leads to excess data and memory usage in the database.

4. Results:

The ADF generates and stores a list of theoretical sinusoidal reference signals as sweeps in the frequency range from 20 to 40 kHz y 5ms duration (see figure 6).

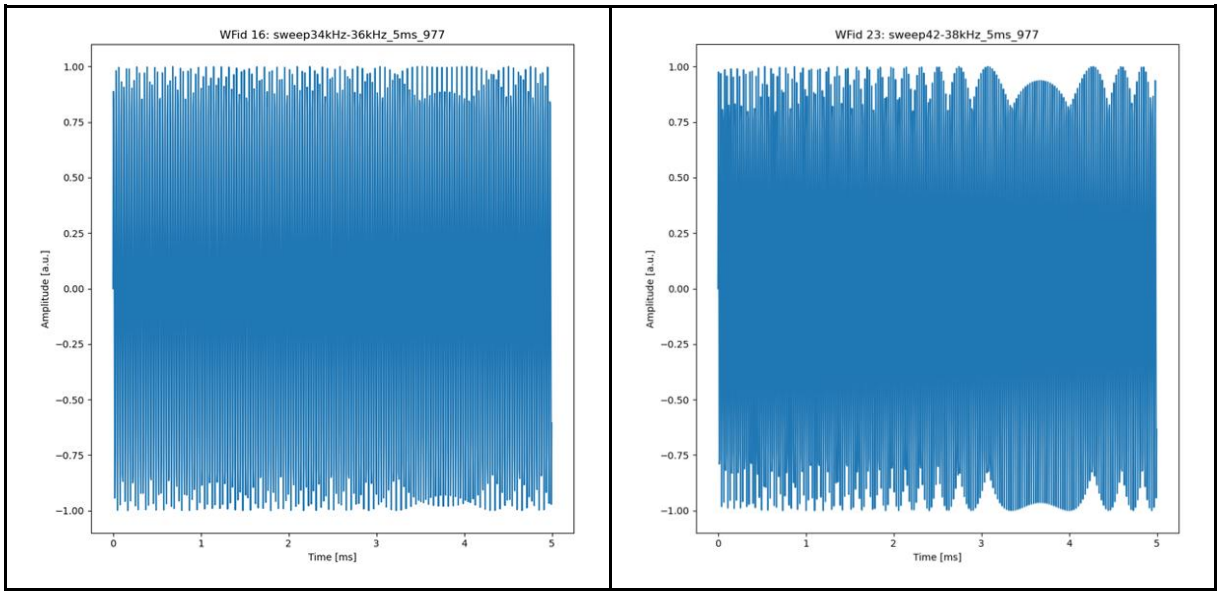


Figure 6: Example of reference signals generated by ADF.

The ABs generate and emit the same type of signals that are subsequently recorded by the hydrophones installed on some DU and the piezo installed on all DOMs (see figure 7). Differences in the signals may arise from the varying response characteristics of the receiver, as well as differences in the propagation distance and the angle between emission and reception.

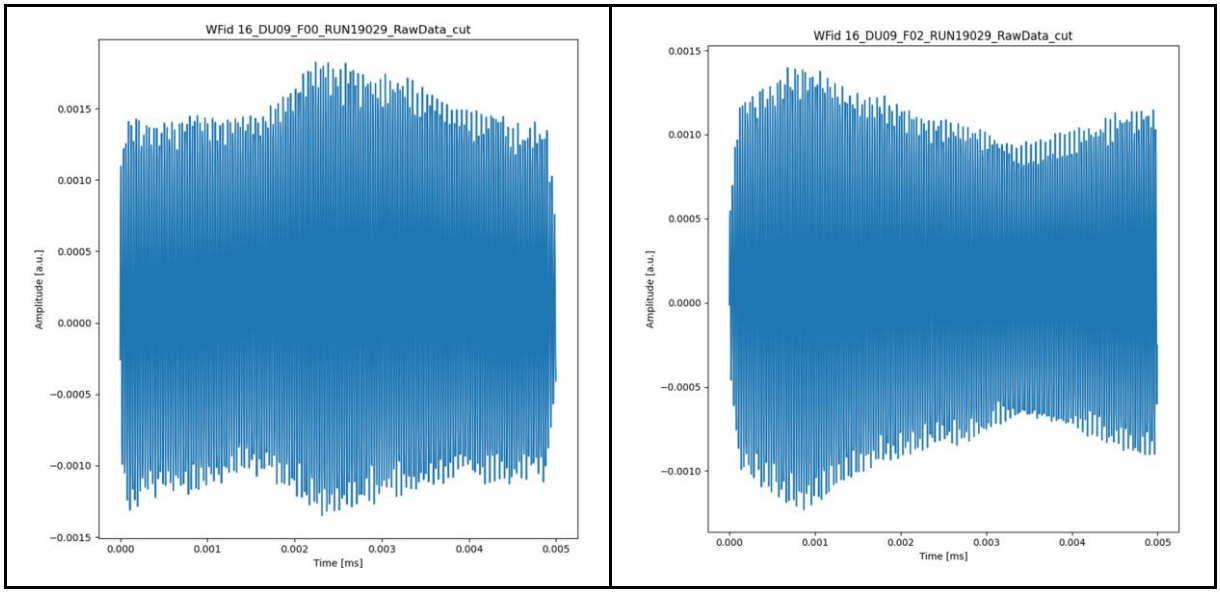


Figure 7: Example of signals emitted by ABs recorded by hydrophone (left) and piezo (right).

This work uses the data recorded by the detector, which at the time had a configuration of 4 emitters (one at the base of a DU and 3 so-called autonomous) and the recordings from a hydrophone and 18 piezo of the same DU. The first approach of this work is to use the *"normalized"* cross-correlation to calculate the QF and ToA, dividing the recorded and reference signals (WFs) by their Euclidean norm (L2) [Equation 1] before correlating them.

$$L_2 = ||x||_2 = \sqrt{\sum_{n=0}^{N-1} |x[n]|^2} \quad and \quad x_{normalized} = \frac{x}{||x||_2} \tag{1}$$

Where $x[n]$ is the signal (reference or stored in the DB).

The two cross-correlation methods (cross-correlation and normalized cross-correlations) of a 40 kHz to 36 kHz sweep signal of 5 ms duration recorded on the hydrophone versus the same sweep (reference) are shown in Fig 8 (see figure 8). The normalized cross-correlation is not affected by the signal level, which makes it easier to distinguish the correct expected signal.

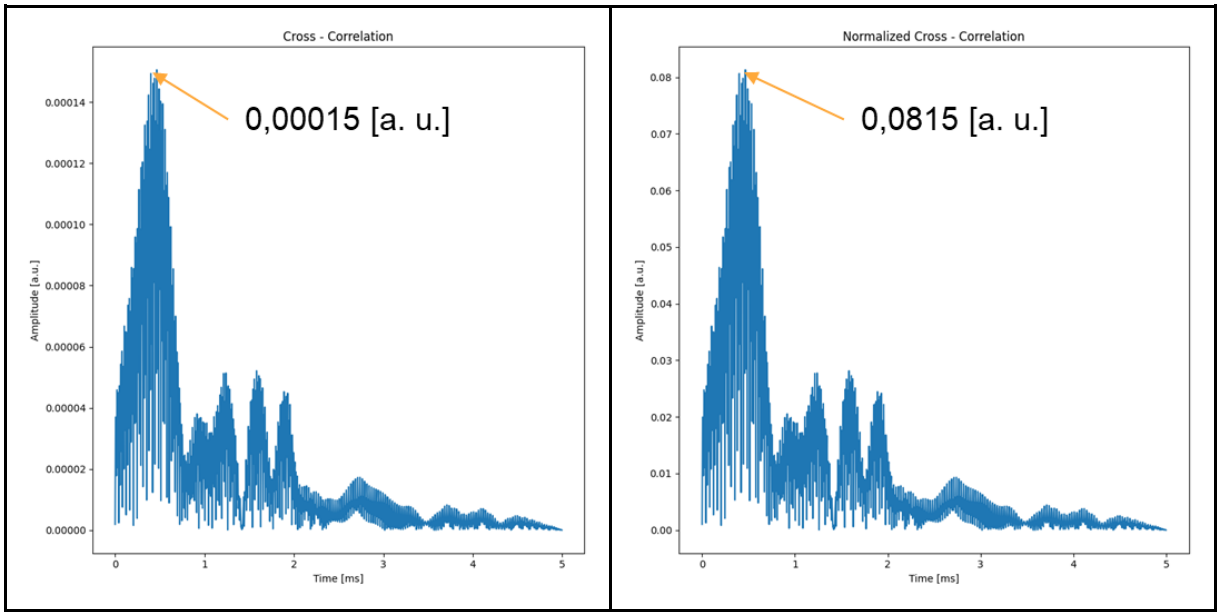


Figure 8: Cross- correlation (left) Normalized Cross - Correlation (right).

The results are presented in Fig. 9 (see figure 9) in the form of a correlation matrix, comparing the values with some waveforms (described in table 1 (see Table 1)) used by the telescope and show that using a normalized correlation, the values for the right signal are higher with respect to the uncorrect WF patterns, therefore facilitating the discrimination and the selection of the correct ToA. It is presented for the case of hydrophones; for piezo sensors in the DOMs, a similar result is obtained.

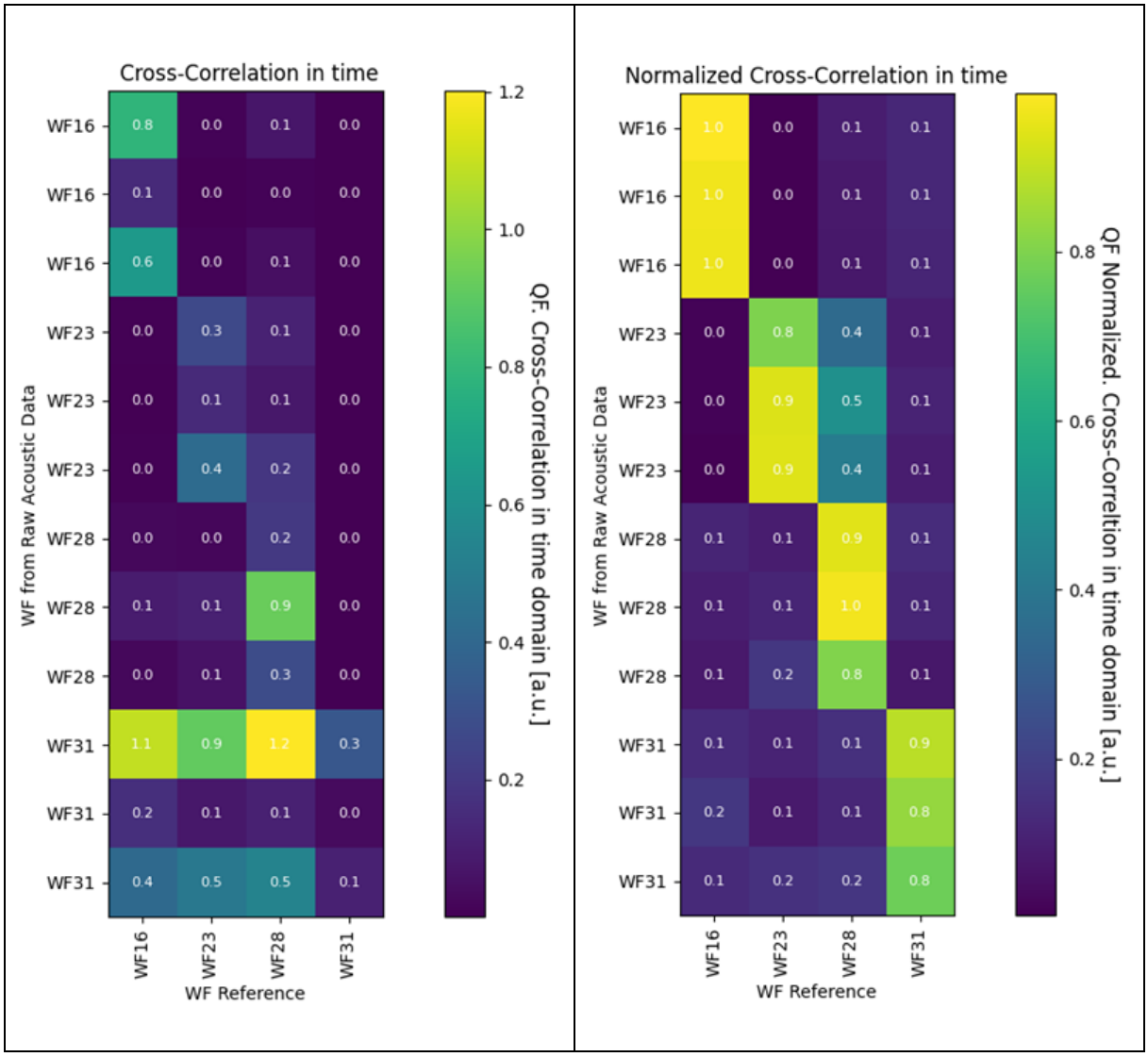


Figure 9: Cross- correlation (left) Normalized Cross - Correlation (right).

Waveform	signal
WF16	Sweep 34 kHz - 36 kHz
WF23	Sweep 42 kHz - 38 kHz
WF28	Sweep 40 kHz - 36 kHz
WF31	Sweep 20 kHz - 40 kHz

Table 1: Description waveform pattern.

Continuing with the use of *"normalized"* cross-correlation, the next scenario involves using signals derived directly from the raw data as the reference signal (WF); specifically, 40 kHz to 36 kHz sweep signal recorded with hydrophone. No significant effect or clear improvement is observed on the QF value using this WFs (see figure 10).

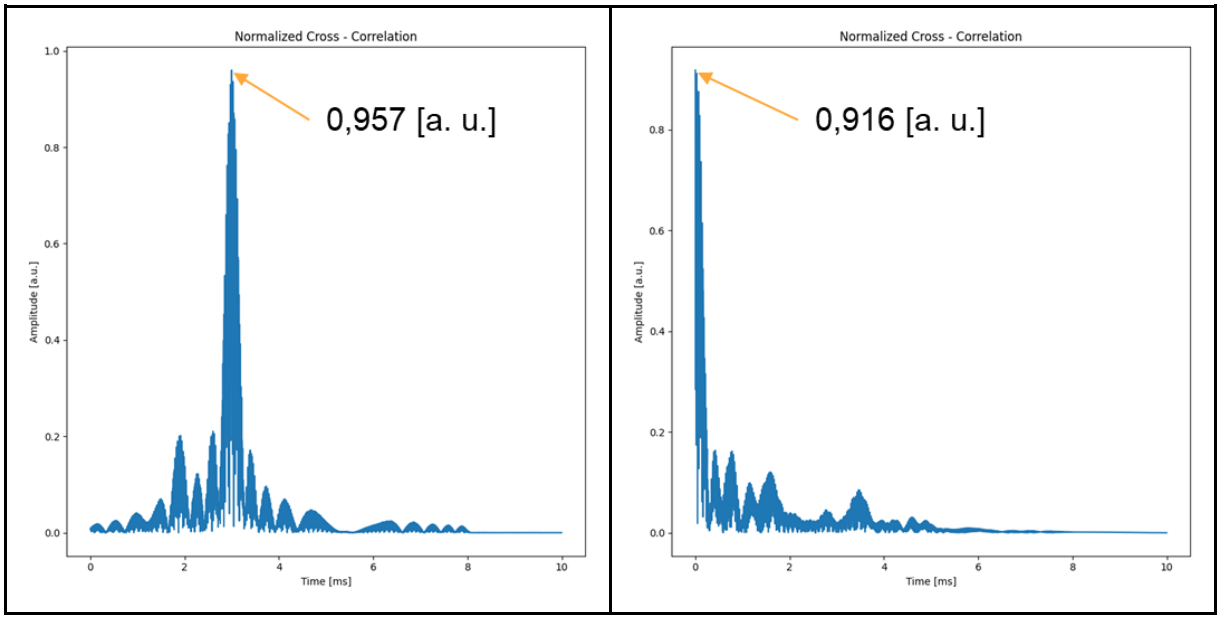


Figure 10: Normalized Cross- corr. WF reference DB (left) Normalized Cross- corr. WF reference recorded (right).

5. Conclusions and next steps

The main aspects of the APS of KM3NeT have been presented, focusing on the work for improving the processing of the acoustic data. An optimization of the ADF workflow is considered to maintain the good performance as the size of the telescope increases. Memory usage can be managed by adjusting the size of the time window when calculating the ToAs. Additionally, using *"normalized"* cross-correlation helps distinguishing the QF associated with the correct WF. The difference in the correlation value when using signals recorded by hydrophones or piezo as references is negligible compared to using theoretical signals. The presented workflow can serve as a test bench for studying other waveforms that may be used as reference signals in the future. When defining the waveform to be emitted by nearby AB, it is crucial to ensure that their respective bandwidths do not overlap; this avoids generating QF values of similar sizes, which could lead to errors in ToA selection.

Next, we are willing to quantify the effect of changing the time window size at the time of correlation calculation, to optimize the design of WFs using the correlation matrix and additional information such as the duration, bandwidth, emission ratio, etc. We plan to quantify the effects of distance and angle of incidence between emitters and receivers on QF-values. Also, the absorption and refraction effects and the different directivity and sensitivity patterns of emitters and receivers may be considered. This comprehensive approach ensures a thorough analysis of the subject.

References

[1] Adrián-Martínez, S., Ageron, M., Aharonian, F., Aiello, S., Albert, A., Ameli, F., Anassontzis, E., Andre, M., Androulakis, G., Anghinolfi, M., Anton, G., Ardid, M., Avgitas, T., Barbarino, G., Barbarito, E., Baret, B., Barrios-Martí, J., Belhorma, B., Belias, A., … Zúñiga, J. (2016). Letter of intent for KM3NeT 2.0. *Journal of physics. G, Nuclear and particle physics: an Institute of Physics journal*, 43(8), 084001. https://doi.org/10.1088/0954-3899/43/8/084001.

[2] Collaboration, Km. (2022, March 18). The KM3NeT multi-PMT optical module. ArXiv.org. https://arxiv.org/abs/2203.10048

[3] Viola, S., M. Ardid, V. Bertín, Lahmann, R., Pellegrino, C., Riccobene, G., M. Saldaña, Sapienza, P., & Simeone, F. (2016). Acoustic positioning system for KM3NeT. Proceedings of the 34th International Cosmic Ray Conference — PoS(ICRC2015). https://doi.org/10.22323/1.236.1169

[4] Diego Tortosa, D. (2022, October 28). Positioning System and Acoustic Studies for the KM3NeT deep-sea neutrino telescope. Riunet.upv.es. http://hdl.handle.net/10251/188917.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CETÁCEOS Y PAISAJES SONOROS MARINOS EN EL ESTRECHO DE GIBRALTAR: RESULTADOS PRELIMINARES DEL "PROYECTO SEANIMALMOVE" / CETACEANS AND MARINE SOUNDSCAPES IN THE STRAIT OF GIBRALTAR: PRELIMINARY RESULTS OF THE "SEANIMALMOVE PROJECT"

Neus Pérez Gimeno[1], Gonzalo Muñoz Arroyo[2], José Luis Cueto Ancela[1] y Andrés de la Cruz Muñoz[2]

[1] Laboratorio Ingeniería Acústica. Universidad de Cádiz
{e-mail: neus.perez@uca.es} {e-mail: joseluis.cueto@uca.es }
[2] Departamento de Biología. Universidad de Cádiz
{e-mail: gonzalo.munoz@uca.es } {e-mail: andres.delacruz@uca.es}

Resumen

El Estrecho de Gibraltar, conexión entre el Atlántico y el Mediterráneo, es una ruta migratoria clave para vertebrados marinos y un área idónea para monitorear tanto a los animales como el impacto de actividades antropogénicas. En este enclave, el Proyecto SEANIMALMOVE, en colaboración con el proyecto INDALO (Infraestructuras Científicas para la Monitorización del Cambio Global y la Adaptación en Andalucía), tiene como una de sus metas desarrollar una plataforma de monitorización del movimiento de cetáceos mediante sistemas de monitorización acústica pasiva (PAM).

Tras la instalación de un sistema multicanal de tres hidrófonos y una grabadora monocanal con hidrófono, se caracterizaron las principales fuentes sonoras (naturales y antropogénicas) con el objetivo de detectar de cetáceos y definir los paisajes sonoros marinos. Para ello, se calcularon los niveles sonoros de banda ancha (*dB re 1 μPa*), 1/3 de octava (*dB re 1 μPa*) y también la densidad espectral de potencia (PSD).

Las medidas muestran oscilaciones en banda ancha (definida para el rango de 10 Hz y 60 kHz) entre 111 y 120 *dB re 1 μPa rm.* Aunque se detecta la presencia acústica de cetáceos, identificar las especies en presencia del ruido emitido por el tráfico marino (y otras fuentes) resultó difícil.

Palabras clave: Paisajes sonoros marinos, Cetáceos, Monitorización acústica pasiva., Acústica subacuática.

Abstract

The Strait of Gibraltar, a link between the Atlantic Ocean and the Mediterranean Sea, is a crucial migratory route for marine vertebrates and an ideal area to monitor both animals and the impact of anthropogenic activities. In this context, the SEANIMALMOVE project, in collaboration with the INDALO project (Scientific Infrastructure for the Monitoring of Global Change and Adaptation in Andalusia), aims to develop a platform for monitoring cetacean movement using passive acoustic monitoring (PAM) systems.

A multichannel system consisting of three hydrophones and a single-channel recorder with a hydrophone, was deployed to characterize the main sound sources, both natural and anthropogenic. This effort aimed to detect cetaceans and define the marine soundscapes. And to achieve this, broadband sound levels (dB re 1 μPa), 1/3 octave sound levels (dB re 1 μPa), and power spectral density (PSD) were calculated.

The measurements show broadband oscillations (defined for the range of 10 Hz to 60 kHz) between 111 and 120 dB re 1 μPa rms. Although the acoustic presence of cetaceans was detected, identifying the species amidst the noise emitted by marine traffic and other sources proved challenging.

Keywords: Marine soundscapes, Cetaceans, Passive acoustic monitoring, Underwater acoustic.

PACS nº. 43.30.Sf, 43.60.Bf, 43.80.Ka

1 Introducción

El estudio del movimiento de las aves marinas y los cetáceos ha sido ampliamente desarrollado con diversas metodologías. Sin embargo, las nuevas tecnologías de seguimiento remoto, miniaturización de dispositivos y técnica analíticas cada vez más sofisticadas nos ayudan a predecir la respuesta de estos organismos a nivel de individuos ante la complejidad de los factores ambientales, las interacciones tróficas y amenazas antropogénicas.
Los métodos de monitorización no invasivos, como el estudio de la acústica submarina, contribuyen a mejorar el conocimiento que se tiene de los ecosistemas marinos, a ampliar la comprensión de la salud y la biodiversidad de los océanos, su variabilidad y los factores que contribuyen al cambio climático. De igual modo, son una herramienta fundamental para detectar potenciales peligros marinos y mejorar la seguridad marítima. La monitorización acústica pasiva del sonido generado y utilizado por la vida marina, así como por otras fuentes naturales (viento, lluvia, hielo, sísmica) y antropogénicas (navegación, prospecciones), ha aumentado espectacularmente en todo el mundo para mejorar la comprensión de los procesos ecológicos [1].
El proyecto SEANIMALMOVE pretende desarrollar una plataforma tecnológica de investigación y seguimiento (estación de monitoreo acústico permanente) en el Estrecho de Gibraltar para analizar el efecto de los impulsores del cambio global sobre la biología del movimiento y la dinámica poblacional de diferentes grupos de vertebrados marinos.
Se han efectuado un conjunto de medidas semicontinuas empleando métodos de monitorización acústica pasiva (Passive Acoustic Monitoring, PAM en adelante), herramienta fundamental para detectar el sonido generado y utilizado por la vida marina, así como por otras fuentes naturales (viento, lluvia, hielo, sísmica) y antropogénicas (fundamentalmente la navegación).

¿Por qué en el Estrecho de Gibraltar?
El Estrecho de Gibraltar es una zona crucial de unión entre el Atlántico y el Mediterráneo, actuando como la única conexión natural entre ambas masas de agua, lo cual condiciona los movimientos migratorios de diversas especies marinas. A lo largo del ciclo anual, el Estrecho de Gibraltar alberga varias especies de mamíferos marinos, incluyendo grandes cetáceos como el cachalote (*Physeter macrocephalus*) y el rorcual común (*Balaenoptera physalus*) [2]. Además, la zona cuenta con la presencia de las orcas (*Orcinus orca*) [3], calderones comunes (*Globicephala melas*), delfines mulares (*Tursiops truncatus*), delfines comunes (*Delphinus delphis*) y delfines listados (*Stenella coeruleoalba*) [4] [5]. A su vez, se han observado esporádicamente, especies consideradas raras en la zona como ballenas jorobadas (*Megaptera novaeangliae*) y marsopas comunes (*Phocoena phocoena*) [6].
De entre las especies migratorias de cetáceos que utilizan el Estrecho en sus movimientos anuales destaca el rorcual común. Estudios como los de Castellote et al. [7] [8] y Fioravanti et al. [9] documentan la entrada estacional de rorcuales comunes del Atlántico Norte en la cuenca mediterránea. Este hecho es respaldado por los análisis genéticos de Palsbøll et al. [10] [11], que evidencian un flujo genético recurrente entre las subpoblaciones del Atlántico y el Mediterráneo, subrayando la dinámica migratoria de los rorcuales comunes.

¿Por qué grandes cetáceos?

Los vertebrados marinos constituyen un excelente indicador del buen estado de los ecosistemas [12], reflejando alteraciones que ocurren tanto a diferentes escalas (espaciales como temporales) como a diferentes niveles (individuos, poblaciones, comunidades) [13] [14]. Entre los vertebrados marinos, los cetáceos se sitúan en la cúspide de las redes tróficas, actuando como depredadores apicales en los ecosistemas marinos y siendo, por lo tanto, sensibles a los cambios que se producen en todos los eslabones de la cadena alimentaria aportando conocimiento sobre las consecuencias del cambio global [12].
En definitiva, el proyecto SEANIMALMOVE tiene como objetivo principal estudiar la presencia de grandes mamíferos marinos en el Estrecho de Gibraltar, con un enfoque particular en los rorcuales comunes. La metodología de PAM resulta idónea no solo para monitorizar mamíferos marinos, sino también para monitorizar los paisajes sonoros oceánicos y evaluar el ruido antropogénico que puede afectar a la distribución y movimiento de los grandes cetáceos [1].

2 Metodología

- **Adquisición de registros acústicos: Trabajo de campo**

Los datos acústicos para la monitorización de grandes cetáceos en el Estrecho se obtuvieron mediante métodos de monitorización pasiva (PAM). Se utilizaron un sistema multicanal de tres hidrófonos (RESEA) con una frecuencia de muestreo de 125 kHz, y una grabadora monocanal con hidrófono (Sylence) y frecuencia de muestreo de 256 kHz, ambos dispositivos con un ancho de banda de 2 Hz a 160 kHz.
En abril de 2024, se iniciaron las campañas de grabaciones acústicas en las proximidades de la isla de Tarifa (Figura 1).a una profundidad de 10 metros.



Figura 1. Área de estudio, isla de Tarifa, Estrecho de Gibraltar

Inicialmente, se desplegó el sistema RESEA (fondeo núm. 1), programado para grabar en ciclos de 4 minutos cada 19 minutos, lo que resulta en un tiempo de grabación superior al 17% (estos ciclos de grabación se consideran significativos y son incluso superiores al 10% recomendado [15]). En el fondeo núm. 2, se reforzaron los registros instalando en el mismo punto de medida el sistema Sylence, con capacidad para medir de manera continua durante más de un mes (Figura 2).



Figura 2. Izquierda fondeo núm. 1. Derecha fondeo núm. 2

- **Datos no acústicos.**

Además de los datos acústicos registrados en los receptores, se adquirió simultáneamente información sobre la presencia de determinadas especies marinas. En el marco del proyecto SEANIMALMOVE, se están llevando a cabo avistamientos de aves en la isla de Tarifa y, durante estos esfuerzos visuales, se anotan los avistamientos de cetáceos alrededor de la isla. Este trabajo de campo proporciona información detallada sobre los avistamientos de cetáceos, incluyendo la fecha y hora. Asimismo, se cuenta con la colaboración de la asociación ECOLOCALIZA, que aporta información sobre los avistamientos de rorcuales, incluyendo la fecha, hora y ubicación de cada avistamiento ocurrido desde mayo hasta finales de 2024.

- **Procesamiento y tratamiento de las mediciones acústicas**

Los datos registrados por los hidrófonos se almacenan en archivos de audio .wav que son analizados mediante diferentes herramientas y softwares.

2..1 Niveles de banda ancha, bandas de tercio de octava y densidad de espectro de potencia (PSD)

Los niveles sonoros de banda ancha (dB re 1 µPa RMS) se calcularon en promedios de intervalos de 1 minutos y por cada segundo. Posteriormente, se estimó el nivel de presión sonora (SPL) medio de cada registro y los promedios de los periodos diurno y nocturno, considerado periodo día la franja horaria comprendida entre las 07:00 a las 21:30 y la noche de 21:30 a 07:00.
Los tercios octava (dB re 1 µPa/ Hz) se estimaron utilizando un banco de filtros de tercios de octava implementado en MatLAB según la norma ANSI S1.6- 1984 (Christophe Couvreur, Faculte Polytechnique deMons, Bélgica). Los primeros análisis se centraron en las frecuencias 63 Hz y 125 Hz, establecidas por el Descriptor 11 de la Directiva Marco sobre la Estrategia Marina como características de áreas de tráfico marítimo [16]. Además, se incluye la frecuencia de 1000 Hz, relacionada a la actividad de embarcaciones de recreo (las embarcaciones de recreo contribuyen significativamente los niveles de ruido a 0,125, 2 y 16 kHz [17]. .
La densidad del espectro de potencia (PSD), se calculó mediante la interfaz CHORUS [18] utilizando la ventana temporal de cada fondeo (2 despliegues, uno de ellos con 2 equipos).

2..2 Detectores de cetáceos

Para detectar señales de cetáceos existen varias herramientas y métodos de software libre y de acceso abierto. A continuación, del conjunto de herramientas conocidas, disponibles y utilizadas en la

comunidad científica identificadas en la revisión metodológica del proyecto [18] [19] [20] [21] [22],en esta primera fase se han utilizado las herramientas:

- Pamguard [19]: Plataforma modular para detección, localización y seguimiento de señales acústicas. Ampliamente usada y con capacidad de análisis continuo.
- CHORUS [18]: Herramienta para monitoreo pasivo de sonidos submarinos y análisis de sonidos de rorcuales. Especializada en análisis de grandes volúmenes de datos, capacidad de análisis continuo.

La interfaz CHORUS incluye cuatro algoritmos de detección específicos para ballenas, entre ellos el del rorcual común. Por otro lado, Pamguard se centra principalmente en la detección de delfínidos.

Dado que los delfines producen dos tipos de sonidos o fonaciones, silbidos y chasquidos [23], se configuró Pamguard utilizando las funciones Click Detector y Whistle and Moan Detector. Los silbidos fueron clasificados adicionalmente a través de la herramienta Rocca, incluida en Pamguard. Estas funciones comparan el ruido captado con las características de los silbidos de los delfines, permitiendo así identificar la presencia de delfínidos en la zona durante la campaña de medida.

En el caso de la identificación de las ballenas (específicamente, rorcual común), se analizaron los datos del segundo fondeo debido a la disponibilidad de información y registros continuos. Estos datos se compararon con los datos de los avistamientos de rorcuales (común y aliblanco) realizados desde la isla de Tarifa, así como los registros continuos obtenidos por el equipo Sylence. Estos registros se analizaron con la herramienta CHORUS, configurada con dos sensibilidades distintas, “medium” y “low” (más exigente en la coincidencia de patrón sonoro).

3 Resultados

Durante el tiempo de estudio se registraron un total de 452 horas de grabación, ver tabla 1.

Tabla 1 – Horas grabadas y analizadas por fondeo

Fondeo	Periodo	Horas
1- *RESEA*	26 de abril-5 de mayo	44,3
2- *RESEA*	27 de mayo-5 de junio	40,9
2- *Sylence*	27 de mayo-13 de junio	367,3

- **Niveles de banda ancha, tercios de octava y densidad de espectro de potencia (PSD)**

3..1 Análisis niveles sonoros de banda ancha (sound preassure level, SPL)

La evolución temporal de los niveles sonoros durante los periodos de estudio se presenta en la Figura 3. Las gráficas muestran los niveles de presión sonora (SPL) del primer fondeo, realizado entre el 26 de abril y el 5 de mayo utilizando RESEA, y del segundo fondeo, llevado a cabo del 27 de mayo al 13 de junio, empleando tanto RESEA como Sylence. Los niveles de SPL (dB re 1 μPa) representados corresponden a la media de cada registro.

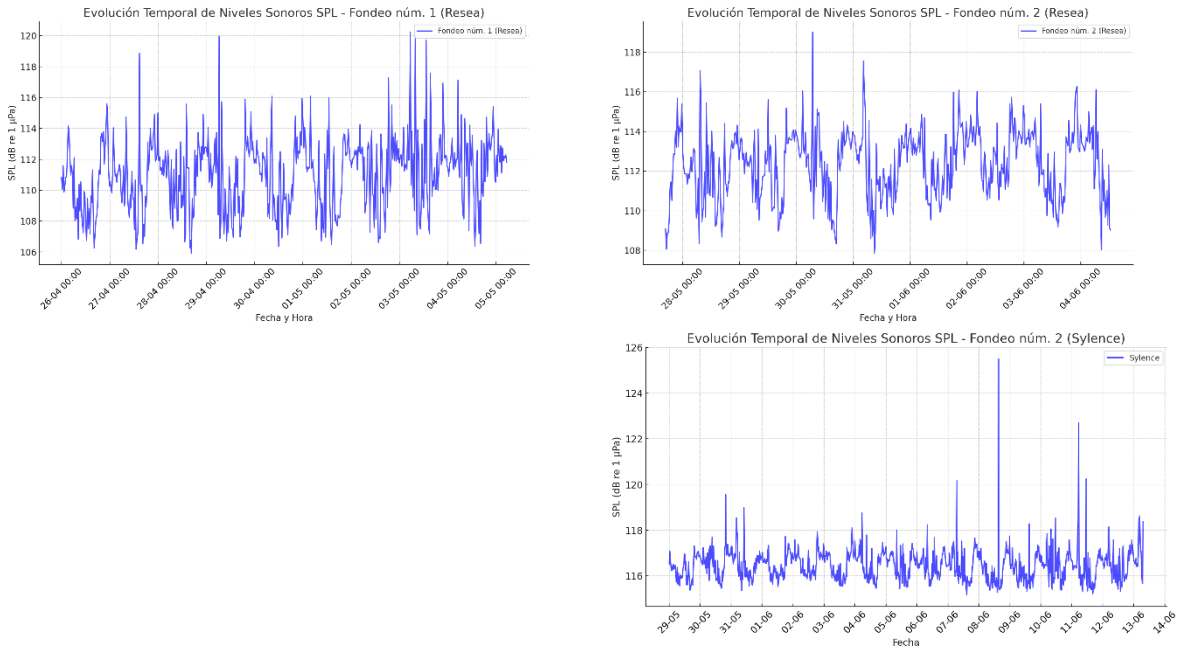


Figura 3. Evolución temporal de niveles sonoros SPL(dB re 1 µPa) fondeo núm. 1 (arriba izquierda) y fondeo núm. 2 (derecha)

La figura 3 muestra cómo el promedio oscila entre aproximadamente 108 y 117 dB, y los niveles sonoros aumentan y disminuyen de manera cíclica a lo largo del día.

Las siguientes figuras muestran el análisis de los niveles sonoros promedios, mínimo y máximo, junto los percentiles 5% y 95% por horas de los fondeos núm. 1 y 2. En la franja gris se resalta el horario correspondiente al periodo diurno.

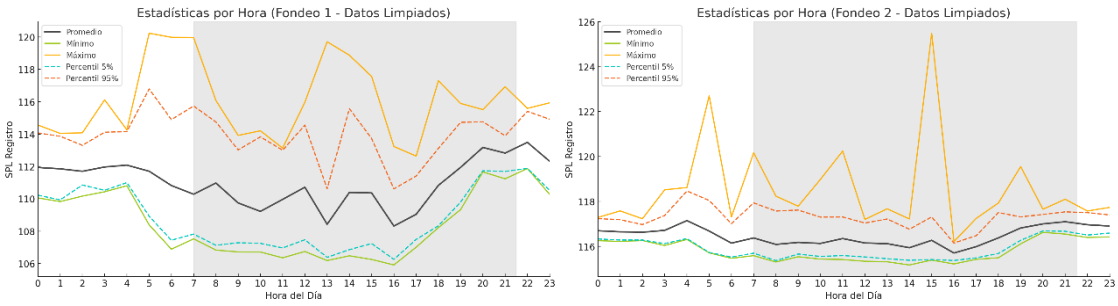


Figura 4. Niveles sonoros (dB re 1 µPa) promedios, mínimo y máximo y percentiles 5% y 95% por horas fondeo núm. 1 (gráfica izquierda) y fondeo núm. 2 (gráfica derecha)

Tabla 2 – Niveles sonoros promedios (dB re 1 µPa) de los fondeos núm. 1 y núm. 2.

	Fondeo núm. 1 (dB re 1 µPa)	Fondeo núm. 2 (dB re 1 µPa)
SPL	111,76	112,55
$SPL_{periodo\ día}$	111,17 dB	112,05 dB
$SPL_{periodo\ noche}$	112,47 dB	113,48 dB

En los promedios horarios (ver figura 4 y Tabla 2) se observan valores mínimos durante la madrugada, entre las 2:00 y 6:00 horas. Los percentiles mostrados en la figura 4 (líneas discontinuas) revelan que la mayoría de los datos se encuentran en un rango estrecho, indicando un ambiente ruidoso constante. En concreto, el percentil 5% (en turquesa) muestra los niveles sonoros mínimos, manteniéndose relativamente altos, lo que es típico en zonas con tráfico constante.

3..2 Análisis niveles sonoros en tercios de octava

A continuación, se presentan los resultados de los niveles sonoros de las frecuencias 63 Hz, 125 Hz (reflejando el tráfico marítimo tal y como sugieren las Estrategias Marinas) y 1KHz (frecuencia también relacionada con embarcaciones recreativas).

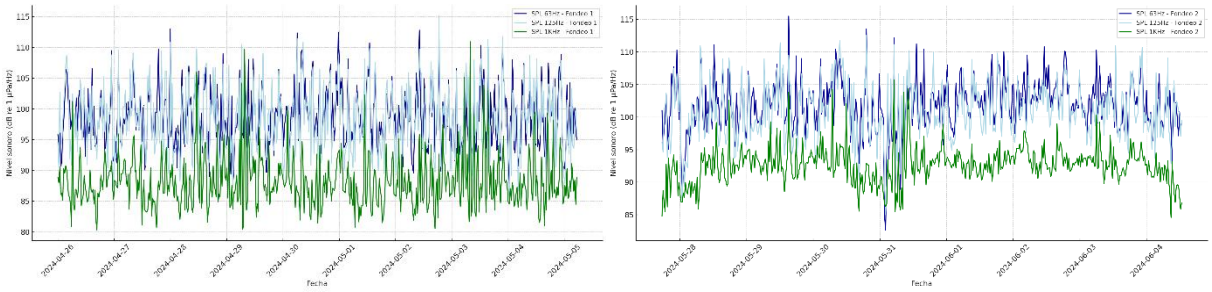


Figura 5. Evolución temporal de niveles sonoros de los tercios de octava de 63 Hz, 125 Hz y 1 kHz (dB re 1 µPa/Hz) fondeo núm. 1 (izquierda) y fondeo núm. 2 (derecha)

Tabla 3 – Niveles sonoros de las frecuencias 63 Hz, 125 Hz y 1 KHz promedios de los fondeos núm. 1 y núm. 2.

	Fondeo núm. 1 (dB re 1 µPa)	Fondeo núm. 2 (dB re 1 µPa)
SPL $_{63Hz}$	98.71	101.92
SPL $_{125Hz}$	98.30 dB	100.90
SPL $_{1KHz}$	88.07dB	92.58

Ambos fondeos muestran valores similares. No obstante, los niveles sonoros promedios durante el fondeo núm. 2 son ligeramente más altos, tanto los niveles sonoros en banda ancha como en los tercios de octava de frecuencias 63 Hz, 125 Hz y 1 KHz, lo que sugiere un entorno más ruidoso de manera constante

3..3 Densidad del espectro de potencia (PSD)

Los resultados de la densidad del espectro de potencia (PSD, dB re 1 µPa^2/Hz) proporcionan una visión integral del paisaje acústico submarino. Las siguientes figuras permiten visualizar la distribución de la energía acústica a lo largo de diferentes frecuencias.

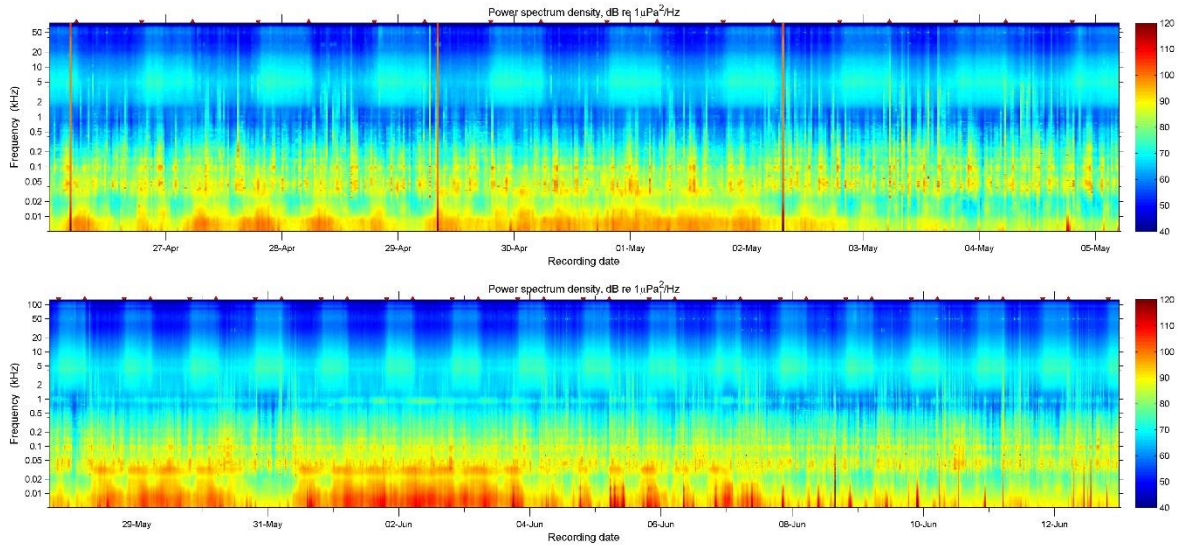


Figura 6. Densidad del espectro de potencia, (dB re 1 µPa^2/Hz) del fondeo núm. 1 (imagen arriba) y fondeo núm. 2 (imagen abajo)

- **Detectores de cetáceos**

Durante el procesamiento de los datos con la herramienta Pamguard, se encontraron dificultades significativas al manejar grandes volúmenes de registros, lo que resultó en colapsos frecuentes del sistema. Esto impidió la correcta generación de los archivos "Encounters", donde se agrupa la información sobre la detección de delfínidos, lo que no permitió la obtención de un listado de eventos detectados por esta aplicación.

En cuanto a los censos realizados desde la costa en la Isla de Tarifa, se registraron ocho avistamientos de rorcuales comunes. Sin embargo, de estos avistamientos, solo uno fue identificado acústicamente por CHORUS, utilizando la sensibilidad 'Medium' (ver Figura 7), lo que corresponde a una tasa de detección del 12.5%.

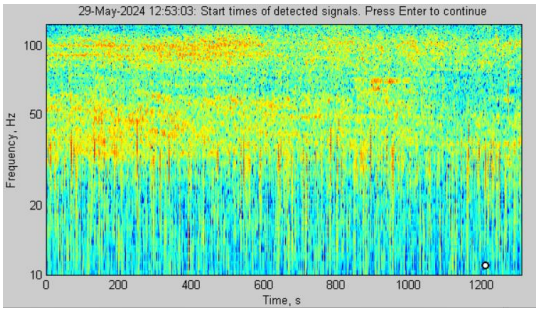


Figura 7. PSD del registro donde se encuentra la detección. El punto blanco sobre el eje X muestra el momento exacto de la detección.

4 Discusión y conclusión

Los resultados muestran niveles sonoros de ambos fondeos similares y entre aproximadamente 108 y 117 dB con patrones cíclicos, pero con niveles ligeramente más altos en el fondeo núm. 2. Esto indica que conforme se acerca el periodo estival el tráfico marítimo de embarcaciones de recreo

(fundamentalmente escuelas de buceo y embarcaciones de avistamiento de ballenas) y ferrys y fast-ferrys aumenta considerablemente, quedando reflejado en los datos analizados.
En el análisis de los tercios de octava, se consideró que el Estrecho de Gibraltar es de un área de tráfico marítimo intenso, analizándose fundamentalmente las frecuencias 63 Hz y125 Hz como características de este tipo de áreas [16] y la frecuencia 1 KHz como característica de embarcaciones recreativas [17]. Similar a los niveles sonoros de banda ancha, el fondeo 2 (finales de mayo y junio) muestra niveles de presión sonora más altos que el fondeo 1 (finales de abril y principios de mayo) en todas las frecuencias analizadas (63Hz, 125Hz y 1KHz). Los niveles sonoros de las bandas de 63 Hz y 125 Hz son elevados respondiendo al tráfico marítimo.
Las densidades de espectro de potencias utilizando la ventana temporal de cada fondeo (ver figura 6) refleja que el escenario acústico del área de estudio tiene niveles sonoros altos en frecuencias bajas, lo cual es común en ambientes submarinos debido a fuentes como el tráfico de embarcaciones, aunque también hay que tener considerar en este rango frecuencial otras aportaciones de fuentes biológicas o meteorológicas. A su vez, se observa un patrón diario vinculado a los períodos diurno/nocturno (marcado por las flechas negras en la parte superior de las figuras mostrando la puesta y salida del sol) que podría atribuirse a actividad biológica. En general, los niveles de banda ancha medidos están dominados por sonidos en baja frecuencia (tráfico marítimo < 500 Hz).
Por otro lado, la detección de delfínidos requiere mejoras en el proceso ofrecido por la herramienta Pamguard. En cualquier caso, tras la revisión superficial de los registros, se observó la presencia de señales pulsadas, lo que sugiere que el detector de silbidos podría ser más eficaz que la detección de clicks. Además, la aplicación CHORUS tuvo dificultades para detectar señales de rorcuales, probablemente debido a que el rango de emisión frecuencial de las vocalizaciones del rorcual común en el Mediterráneo occidental generalmente se sitúa entre 15 y 40 Hz [6] [7] [8] y a que están en navegación constante a una velocidad entre 5 y 15 km/h [6] (durante el periodo de análisis los rorcuales navegaron dirección E – W, del Mediterráneo al Atlántico).

- **Próximos pasos.**

El proyecto SEANIMALMOVE está actualmente en ejecución y este trabajo presenta tan solo resultados preliminares. Cabe resaltar que se están llevando a cabo una serie de campañas de medidas:

- Campaña de medidas acústicas para recopilar grabaciones, fundamentalmente, de cetáceos en el Estrecho de Gibraltar para obtener diferentes patrones sonoros de las especies de cetáceos.
- Campaña para estimar el alcance de detección de los equipos mediante emisiones sonoras controladas a diferentes distancias del punto de fondeo.

En septiembre 2024, se incorporará al sistema de registros un conjunto de sensores vectoriales (en adelante, VSA) ensamblado en un sistema de hidrófonos para mejorar la capacidad de filtrado espacial y la dirección de llegada (DOA) de la señal [24]. De esta manera, se mejorará, la precisión y calidad de la información obtenida de los registros acústico, fundamentalmente rorcual común y cachalote.
Con los datos preliminares obtenidos por SEANIMALMOVE se ha identificado una ventana de posibilidades de análisis:

- Se ha presentado el análisis en tercios de octava enfocados exclusivamente a la parte más descriptiva; es decir, las frecuencias propuestas por las Estrategias Marinas. Ampliando los datos siguiendo la propuesta del Descriptor 11 mantendrá el estándar común para el monitoreo y permitirá la comparación de datos en diferentes regiones y estudios, facilitando una evaluación del estado ambiental del área de estudio [16]. No obstante, el análisis en tercios de octava es más amplio y se está realizando del conjunto de frecuencias desde los 10 Hz hasta los 40 kHz.
- Los paisajes sonoros marinos comprenden contribuciones biológicas (biofonía), geológicas (geofonía) y antropogénicas (antropofonía), y será preciso describirlos a mediante índices ecoacústicos como el índice de complejidad acústica (ACI), el índice de entropía acústica o los índices de similitud/disimilitud acústica. Aunque estos índices fueron desarrollados

inicialmente para hábitats terrestres, su aplicación en ambientes submarinos ofrece un gran potencial para futuras investigaciones [25].

- A la hora de trabajar con detectores, para evitar que el enmascaramiento de la señal genere falsos positivos, se revisarán otras herramientas de detección y configurarán para obtener mejores respuestas. Además, se diseñará una metodología para el tratamiento de los datos generados por VSA mediante la triangulación del azimut de, al menos, dos sensores vectoriales, de manera que aporte resolución y eficacia en la identificación de las fuentes sonoras en movimiento.
- Otro aspecto que analizar radica en los datos de grabaciones simultáneas. El RESEA, dispositivos de grabación fondeado, cuenta con tres hidrófonos sincronizados lo que posibilita analizar triangular las señales. Con estas características, uno de los próximos objetivos será determinar el movimiento y localización de determinadas fuentes sonoras.

En definitiva, los métodos PAM, permiten el monitoreo acústico en periodos no viables para el esfuerzo visual, como durante la noche, proporcionando datos valiosos sobre la presencia de cetáceos en el área de estudio en condiciones adversas.

El proyecto SEANIMALMOVE generará información esencial para la comunidad científica, proporcionando largas series temporales de registros sonoros marinos en un enclave único. Estos datos serán cruciales para comprender mejor cómo los cetáceos utilizan el Estrecho de Gibraltar y cómo las actividades humanas influyen en su comportamiento y distribución.

Agradecimientos

El proyecto SEANIMALMOVE (Monitorización del movimiento y dinámica poblacional de vertebrados marinos y litorales ante los impactos antropogénicos en un escenario de cambio global) está financiado por las AYUDAS A PROYECTOS I+D+i, EN EL MARCO DEL PLAN COMPLEMENTARIO DE CIENCIAS MARINAS Y DEL PLAN DE RECUPERACIÓN, TRASFORMACIÓN Y RESILIENCIA. CONVOCATORIA 2023.

Agradecemos a todas las personas que participan en el proyecto SEANIMALMOVE, especialmente a Daniel Benítez, recientemente incorporado como técnico de acústica submarina. También extendemos nuestro agradecimiento a la asociación ECOLOCALIZA por su valiosa colaboración, a la empresa GODIVE y al proyecto INDALO.

Referencias

[1] Howe, B. M., Miksis-Olds, J., Rehm, E., Sagen, H., Worcester, P. F., & Haralabus, G. (2019). Observing the Oceans Acoustically. *Frontiers in Marine Science*, 6: 1–22.

[2] Smith, J., Doe, A., & Johnson, M. (2020). Injuries, malformations, and epidermal conditions in cetaceans of the Strait of Gibraltar. *Aquatic Mammals*, 46(2), 215-230. DOI: 10.1578/AM.46.2.2020.215.

[3] Ruth, Esteban., Philippe, Verborgh., Pauline, Gauffier., D, Alarcón., J, M, Salazar-Sierra., Joan, Giménez., Andrew, D., Foote., R., de, Stephanis. (2016). Conservation Status of Killer Whales, Orcinus orca, in the Strait of Gibraltar. *Advances in Marine Biology*, 75:141-172. doi: 10.1016/BS.AMB.2016.07.001

[4] Summer spatial distribution of cetaceans in the Strait of Gibraltar in relation to the oceanographic context. Renaud, de, Stephanis., Thomas, Cornulier., Philippe, Verborgh., J., Salazar, Sierra., N., Pérez, Gimeno., Christophe, Guinet. (2008). Summer spatial distribution of cetaceans in the Strait

of Gibraltar in relation to the oceanographic context. *Marine Ecology Progress Series*, 353:275-288. doi: 10.3354/MEPS07164..

[5] Sharp decreases in survival probabilities in the long-finned pilot whales in Strait of Gibraltar. Miquel, Pons., Renaud, de, Stephanis., Philippe, Verborgh., Meritxell, Genovart. (2022). Sharp decreases in survival probabilities in the long-finned pilot whales in Strait of Gibraltar. *Marine biology*, 169(4) doi: 10.1007/s00227-022-04030-1.

[6] E., Rojo–Nieto., P., D., Álvarez–Díaz., E., Morote., M., Burgos–Martín., T., Montoto–Martínez., J., Sáez–Jiménez., F., Toledano. (2011). Strandings of cetaceans and sea turtles in the Alboran Sea and Strait of Gibraltar: a long-time glimpse of the north coast (Spain) and the south coast (Morocco). *Animal Biodiversity and Conservation*, 34(1):151-163.

[7] Castellote Morales, M. (2010). Patrón migratorio, identidad poblacional e impacto del ruido en la comunicación del rorcual común ("Balaneoptera physalus" L. 1758) en el mar Mediterráneo occidental.

[8] Dispersal of North Atlantic fin whales (Balaenoptera physalus) into the Mediterranean Sea and exchange between populations: Response to Giménez et al., *Rapid Commun. Mass Spectrom*. 2013, 27, 1801–1806 https://doi.org/10.1002/rcm.6819

[9] Nothing is as it seems: genetic analyses on stranded fin whales unveil the presence of a fin-blue whale hybrid in the Mediterranean Sea (Balaenopteridae). https://doi.org/10.1080/24750263.2022.2063426

[10] Sea fin whale (Balaenoptera physalus) populations. Per, J., Palsbøll, Alex, Aguilar., Giuseppe, Notarbartolo-di-Sciara., Rasmus, Nielsen. (2004). Sea fin whale (Balaenoptera physalus) populations.

[11] Discerning between recurrent gene flow and recent divergence under a finite-site mutation model applied to North Atlantic and Mediterranean Sea fin whale (Balaenoptera physalus) populations. Per, J., Palsbøll., Martine, Bérubé., Alex, Aguilar., Giuseppe, Notarbartolo-di-Sciara., Rasmus, Nielsen. (2004). Discerning between recurrent gene flow and recent divergence under a finite-site mutation model applied to North Atlantic and Mediterranean Sea fin whale (Balaenoptera physalus) populations. *Evolution*, 58(3):670-675. doi: 10.1111/J.0014-3820.2004.TB01691.X

[12] Hazen, E. L., Abrahms, B., Brodie, S., Carroll, G., Jacox, M. G., Savoca, M. S., Scales, K. L., Sydeman, W. J., & Bograd, S. J. (2019). Marine top predators as climate and ecosystem sentinels. *Frontiers in Ecology and the Environment*, 17: 565–574.

[13] Cartagena-Matos, B., Lugué, K., Fonseca, P., Marques, T. A., Prieto, R., & Alves, F. (2021). Trends in cetacean research in the Eastern North Atlantic. *Mammal Review*, 51: 436–453

[14] Schreiber, E. A., & Burger, J. (2001). Biology of marine birds. (P. L. Luttz, Ed.). CRC Press

[15] N. D. Merchant, E. Pirotta, T. R. Barton, and P. M. Thompson, 'Monitoring ship noise to assess the impact of coastal developments on marine mammals', *Mar Pollut Bull*, vol. 78, no. 1, pp. 85–95, 2014, doi: https://doi.org/10.1016/j.marpolbul.2013.10.058

[16] . Joint Research Centre. (2018). Marine Strategy Framework Directive - Descriptor 11: Underwater noise. European Commission. Disponible en https://publications.jrc.ec.europa.eu/repository/bitstream/JRC124922/msfd_d11_jrc_review_ms_2018_reports_eur30676en.pdf

[17] Line, Hermannsen., Lonnie, Mikkelsen., Jakob, Tougaard., Kristian, Beedholm., Mark, Johnson., Mark, Johnson., Peter, T., Madsen. (2019). Recreational vessels without Automatic Identification System (AIS) dominate anthropogenic noise contributions to a shallow water soundscape. Scientific Reports, 9(1):15477-15477. doi: 10.1038/S41598-019-51222-9

[18] A. Australia, A. N. Gavrilov, and M. J. G. Parsons, 'A MATLAB TOOL FOR THE CHARACTERISATION OF RECORDED UNDERWATER SOUND (CHORUS)', 2014. [Online]. Available: http://www.wildlifeacoustics.com/products/song-scope-overview.

[19] Gordon, J., Thompson, D., Leaper, R., & Gillespie, D. (2008). Pamguard: Open source software for real-time acoustic detection and localisation of cetaceans. *Acoustic Detection Journal*, 12(4), 567-580. Retrieved from https://www.pamguard.org

[20] Mellinger, D. K. (2001). Ishmael: Integrated System for Holistic Multichannel Acoustic Exploration and Localization. Marine Acoustics Conference Proceedings, 9(2), 123-134. Retrieved from http://www.bioacoustics.us/ishmael.html

[21] Wiggins, S. M., & Hildebrand, J. A. (2007). Triton: Matlab Tools for Processing Acoustic Data. Oceanography Software Reviews, 22(1), 89-101. Retrieved from https://scripps.ucsd.edu/labs/whaleacoustics/software/triton/

[22] Bioacoustics Research Program. (2020). Whistle Detector: Software for Dolphin Whistle Detection. *Cetacean Acoustics Review*, 11(5), 234-245. Retrieved from https://www.bioacoustics.ec/whistle-detector/

[23] Gordon, J. M. A. (1996). Underwater noise pollution and its significance for whales and dolphins. In M. P. Simmonds & J. D. Hutchinson (Eds.), The Conservation of Whales and Dolphins (pp. 281-319).

[24] Santos, P., Felisberto, P., & Jesus, S. M. (2010). Vector Sensor Arrays in Underwater Acoustic Applications (pp. 316–323

[25] Parks, S. E., Miksis-Olds, J. L., & Denes, S. L. (2014). Assessing marine ecosystem acoustic diversity across ocean basins. Ecological Informatics, 21: 81–88

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ACOUSTIC EFFECTS ON JUVENILE FISH IN BREEDING: CASE OF STUDY OF DICENTRARCHUS LABRAX

M.Mauro[1], J.R. Soriano[2], V. Espinosa[3], P. Poveda[2], M. Jover Cerda[3], E. Belda Perez[3], P. Giner[3], V. Arizza[1], M. Vazzana[1], A. Vizzini[1], I. Pèrez-Arjona[3]

[1] University of Palermo (Italy).
{manuela.mauro01@unipa.it; vincenzo.arizza@unipa.it; mirella.vazzana@unipa.it; aiti.vizzini@unipa.it}
[2] University of Alicante (Spain)
{jramis@ua.es;pedro.poveda@u.es}
[3] Valencia Polytechnic University, Gandía Campus (Spain)
{vespinos@fis.upv.es; mjover@dca.upv.es; ebelda@dca.upv.es; pgintar@epsg.upv.es; iparjona@upvnetupv.es}

Abstract
Noise pollution can affect aquatic biodiversity at a physical, physiological and behavioral level. Focusing on an aquaculture context, information regarding acoustic impacts becomes very important for the maintenance of animals, especially if considering juvenile individuals who could be affected during their growth phases. The aim of this study was to evaluate the short-term effects (30 min, 3 hours, 24 hours and 7 days) of sound exposure on cellular and molecular responses of juvenile of *Dicentarchus labrax*. The acoustic emissions corresponded to recordings from four different fishing vessels at 10-15 m distance. The recordings were randomly emitted with 10 to 30 s no noise intervals between two consecutive emissions. The results obtained, although they cannot be generalized to all farmed fish species which have different hearing sensitivity, could contribute to the reduction of acoustic impacts and improvement of animal welfare on farms.

Keywords: acoustic stress, fish, homeostasis, whole body, juvenile.

PACS no. 43.30.+m, 43.80.Nd

1 Introduction

Knowledge of acoustic effects on aquatic organisms is becoming increasingly important nowadays, especially for species kept in aquaculture, which play an important role in human nutrition [1]. There are two types of aquacultures, onshore and offshore aquaculture for which the breeding, cultivation structures [2], the water quality have improved in recent years [3-4]. However, given the increasing attention to the welfare and treatment of fish in aquaculture [5-6] and the need to optimize management practices and mitigate acute and/or chronic stressors [7], other possible types of stress have also been investigated such as the effects of acoustic emission. In onshore facilities, noise sources can be associated with air and water pumps, tractors, harvesters and the activities of personnel operating the facility [8]. In offshore facilities, fish are exposed to the natural background noise of the sea and the noise generated by shipping traffic from different types of vessels. Several scientific papers have

demonstrated the effects of acoustic impacts on fish at physical, physiological and behavioral levels [9-11]. Nevertheless, there are few studies investigating the effects of noise on the physiology, growth and survival of fish in both onshore and offshore farms, especially in juvenile fish. Fish are known to respond to stressful conditions with changes in some biochemical parameters, which can indicate the health status of the animals. For example, under stressful conditions, fish react with a primary neuroendocrine response, manifested by an increase in corticosteroids such as cortisol, or with other types of secondary responses, including heat shock proteins or enzymatic reactions. Several authors have studied the effects of acoustic stress on adult fish, which are probably more susceptible due to the larger swim bladder [12]. On the other hand, according to other authors, the effects on the swim bladder are lower in larger fish thanks to the greater distance between the swim bladder and the otoliths [13]. As far as young individuals are concerned, stress can be particularly harmful as it can affect growth, survival and therefore future generations [14], especially considering that stressful conditions that occur in the early stages of life can lead to changes in their physiology and behavior (Salas et al., 2019). In general, on different life stages of aquatic organisms, physical and physiological effects have been observed with increases in mortality rates, developmental delays [15-17]and damage to the auditory system [18-19]. Moreover, negative effects were also found at biochemical levels with significant changes for example in the levels of protein concentration, glucose, Heat Shock Proteins (HSPs) expression, enzymatic activity [20-21], hormonal levels (glucocorticoids, norepinephrine, epinephrine, and dopamine [22-23]. In light of all, focusing on the Mediterranean, modern marine fish farming has only been practiced effectively in the last four decades and has grown rapidly. From the beginning, fish production has been dominated by two species in particular, *Dicentrarchus labrax* (Linnaeus, 1758) and *Sparus aurata* (Linnaeus, 1758) [24]. The aim of this study was to investigate the effects of noise exposure on *Dicentrarchus labrax* juveniles at different time intervals (30 min, 3 h, 24 h and 7 days). Evaluations of cellular and molecular responses will be performed to assess the effects of the acoustic emissions used as well as recovery and acclimatization times.

2 Procedures

2.1 Experimental plan

A total of 264 juvenile individuals of *Dicentrarchus labrax* were used per experimental plan. In particular, the animals were subjected to acoustic stress for 30 min, 3 hours, 24 hours and 7 days. For each time, 3 replicates were performed and 11 animals were used for each replica (33 in total per experimental time). For each experimental time there was a control with an additional 11 individuals for each of the three replicates (Figure 1).

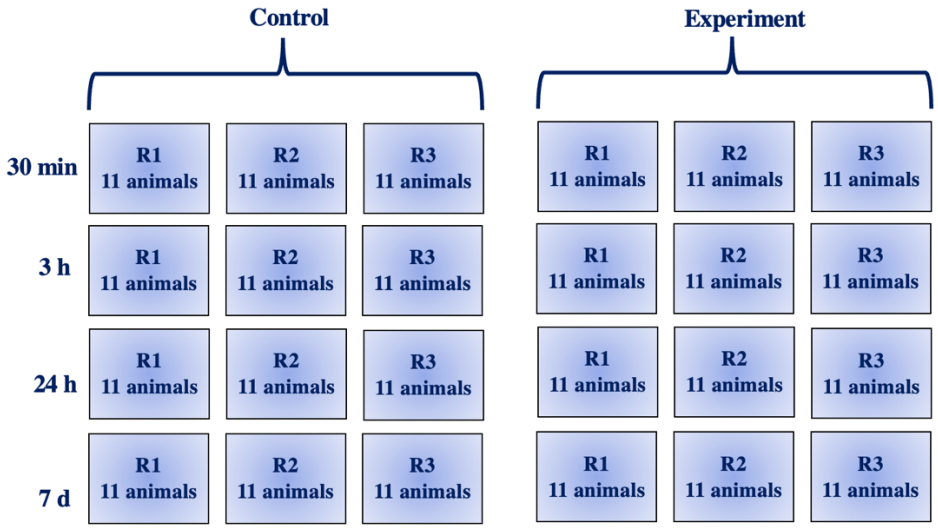


Figura 1 – Experimental plan.

Figure 2 shows the control tanks and the experimental tanks. Emitters and hydrophones were present in the control and experimental tanks, but without acoustic emission in the first and with acoustic emission in the second. In addition, a camera was installed in the upper part of the tanks to continuously record the behavioral reactions.



Figura 2 – Experimental tanks with acoustic emission and control tanks without acoustic emission (right). Example of an experimental tank with acoustic emitter and fish inside a basket (left).

2.2 Acoustic emission

For the emission of noise inside the tanks, an electroacoustic system was designed consisting of a digital acquisition card (DAQ) connected to an amplifier (FA-TE370 Sony Integrated Stereo Amplifier, Sony Corporation, Tokyo, Japan) and finally a speaker (prototype UA-UPV) located in a corner of the experimental tank without coming into contact with the walls. The loudspeaker was previously calibrated using a reference hydrophone. The acoustic emissions corresponded to recordings from four different fishing vessels at 10-15 m distance. The recordings were randomly emitted (lasted 90 s to 150

s depending on the type of acoustic emission) with 10 to 30 s no noise intervals between two consecutive emissions and mainly corresponding to low frequency band, between 50 and 2000 Hz (Fig.3).

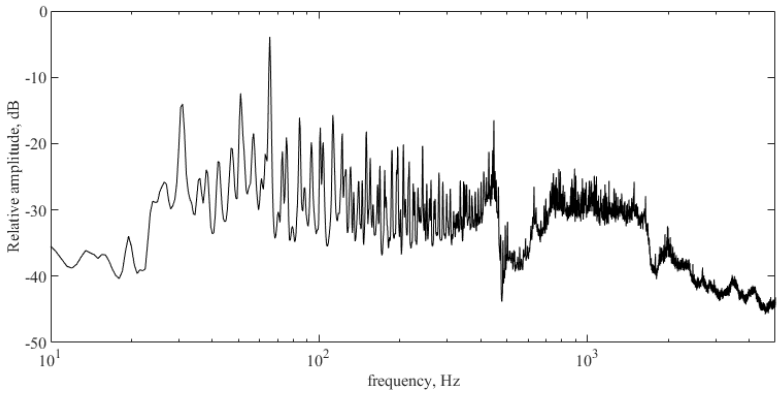


Figura 3- Example of vessel noise recording: relative amplitude of the spectral components.

2.2 Animal sampling

At the end of each experimental time the animals were euthanized using tricaine methanesulfonate (MS-222), weighed and measured in length with a caliper (Figure 4).



Figura 4 –Animals were euthanized using tricaine methanesulfonate (MS-222) (right), weighed and measured in length with a caliper (left)

Five animals for each experimental point were sampled dry for cellular analysis while six animals were sampled in RNA later solution for molecular analysis (Figure 5).



Figura 5 –Animal sampled in RNA later solution for molecular analysis (right). Animal sampled dry for cellular analysis (left).

2.3 Cellular and molecular analysis

Evaluation of the levels of cortisol, heat shock protein 70, superoxide dismutase, glutathione peroxidase, adrenocorticotropic hormone will be carried out on the dry sampled using the ELISA Kit (Cusabio). While Real Time PCR will be carried out on the individuals sampled in RNAlater. In detail Total RNA was extracted from whole body using Trizol Plus Purification Kit (Thermo Fisher Scientific). The quantity and quality of RNA will be evaluated using a Nanodrop and then cDNA was synthesized using the High-Capacity cDNA Reverse Transcription Kit (Thermo Fisher Scientific). Gene expression was assessed by RT-PCR (Applied Biosystems 7500 real-time system) using the primers listed in Table 1 and the. The actina gene was used as a reference marker. The reaction mixtures had a volume of 25 µL and contained 12.5 µL of Power SYBR-Green PCR MasterMix (Applied Biosystems, Waltham, MA, USA), 2 µL cDNA and 300 nM primers (forward and reverse). Each reaction was performed in triplicate and the specificity of amplification was tested by real-time PCR melting analysis. The $2^{-\Delta\Delta}$Ct method was used to quantify samples [25]; transcript levels were normalized to those of actina to compensate for variations in the amount of RNA input [25]. Relative expression was assessed as the ratio between the normalized value of the target gene in each treated sample and the normalized value obtained from samples under control conditions.

Table 1- Gene expression evaluated using RT-PCR and corresponding forward and reverse sequence of primers

Gene	Sequence (5'-3')
Superoxide dismutase	F:GTTGGAGACCTGGGAGATGT R:CTCCTCATTGCCTCCTTTTC
Heat Shock Protein 70	F:CCATCCTGACCATCGAAGAC R:GTTCTCTTGGCCCTCTCACA
Heat Shock Protein 90	F:GAAAATTGACATCATCCCCAACA R:TGCCGATTCCAGTGTCGAT
TNF α	F:GCCAAGCAAACAGCAGGAC R:GCCAAGCAAACAGCAGGAC
Catalase	F:GCCAAGCAAACAGCAGGAC R:GCCAAGCAAACAGCAGGAC
Glutathione peroxidase	F:AGTTAATCCGGAATTCGTGAGA R:TGAGTGTAGTCCCTGGTTGTTG
Ef1	F:GCTTCGAGGAAATCACCAAG R:CAACCTTCCATCCCTTGAAC

cFOS	F:AGCGGAGAATGGACCTACCT R:TGGCTTCTCATCCTCTAGCTGATC
StAR	F:CTTCGGCAGTAAAGTGCTTTCTAC R:GAAGACCCAAATAAGACCAAGTTCAC
Cytochrome	F:CTTCGGCAGTAAAGTGCTTTCTAC R:GGATTTCTGTCGAATGCTGCG
Rg1	F:TCGGGCGCCAAACG R:TGCTATACTGGCCTCCAAATGG
RG2	F:CAACCAGAGGCAGGTTTGAGTAC R:CCCACAGTGGGCCTACAAGA
CD4	F:GTGATAACGCTGAAGATCGAGCC R:GAGGTGTGTCATCTTCCGTTG
CD8	F:CTAAGATTCGGCAAAATAACTCGAC R:GATGAGGAGTAGAAGAAGAAGGCC
Cox-2	F:CATTCTTTGCCCAGCACTTCACC R:AGCTTGCCATCCTTGAAGAGTC
IL-1b	F:GGTGGACAAAGCCAGTC R:CCGAGCCTTCAACATCG
IL-10	F:ACCCCGTTCGCTTGCCA R:CATCTGGTGACATCACTC
TGF- β	F:GACCTGGGATGGAAGTGG R:CAGVTGCTCCACCTTGTG
Actine	F:CAGAGCGTGGCTACTCCTTCA R:TCCTTGATGTCACGCACGAT

2.5 Behavioural analysis

To evaluate the dispersion and motility data, the video recordings were divided into a grid of 5 cm squares using Python OpenCV (Open Source Computer Vision Library). They were also visualized for the analysis using Windows Media Player Classic (Microsoft Corporation, Redmond, Washington). The dispersion was evaluated by counting the number of squares occupied by the fish every 30 s. The area occupied was expressed as cm2. For motility analyses, a 10-second video fragment was analyzed every 6 minutes of recording. For each fragment, the number of squares crossed by each were counted. The number of squares was then converted into swimming speed (cm/s) by considering the size of each square (25 cm^2) and the time of the analysis (10 s). Motility was assessed for each fish and then averaged.

3. Results and Discussion

This study involved the analysis of the cellular and molecular responses of fishes under acoustic stress, focusing on physiological responses related to the HPI axis and antioxidant molecules [26]. It is known that cortisol (a steroid hormone) plays a key role in the primary stress responses of many teleost species and for this reason the first analysis of stress condition involved the evaluation of this hormone which can negatively affect growth, sexual maturation, immunity and survival [27-31]. The impact of acoustic stress on this parameter in fish is a topic of growing interest, particularly for juvenile individuals. Moreover, cortisol level in fish was

shown to participate in potential stress responses from noise [30,32], with cortisol-mediated effects either being acute and chronic. Most studies have shown that plasma cortisol level increases last for only a very short period after noise exposure. For example, cortisol levels in goldfish (*Carassius auratus*) peaked within 10min and returned to basal levels in the following hours [32]. Moreover, significant increase in cortisol levels in juvenile red drum (*Sciaenops ocellatus*) and spotted sea trout (*Cynoscion nebulosus*) were found after 15 min to 30 min of noise exposure, but the levels decreased within the next 60 min [33]. In our case, significant increases are expected immediately after the onset of acoustic stress, at 30 minutes, in agreement with other authors who showed this trend in juvenile of other species, confirming that cortisol levels increase within the first 15- 30 minutes from the onset of noise exposure reaching a peak within an hour [27,29,31]. However, after 3 hours of exposure, up to 24 hours, cortisol levels may return to baseline levels demonstrating habituation to acoustic stress or remain elevated for extended periods, indicating ongoing stress [31]. This parameter is important as it can have significant behavioral implications on eating behavior, mortality, growth and development [28,29]. In the animals exposed to stressors, increase in cortisol levels induce a variety of adaptive physiological responses, such as upregulation of plasma glucose and suppression of the immune system, and regulation of glucocorticoid receptor such as RG1 and RG2 evaluate in this study which probably increase during short term stress [34]. The stress-induced upregulation of plasma cortisol is controlled by the hypothalamic-pituitary-adrenal (HPA) axis. The excess plasma cortisol level feeds back to suppress the release of hypothalamic corticotropin-releasing hormone (CRH) or pituitary adrenocorticotropic hormone (ACTH), the last one evaluates in this study. In mammals, the diminished CRH and ACTH then decrease cortisol synthesis and release from the adrenal gland. This negative feedback loop on neuroendocrine signaling is key to maintaining the balance between regular physiological function and stress response [35]. Due to this negative feedback loop, cortisol levels are often regarded as a short-term stress indicator. The effects of noise on the hypothalamus or pituitary have been characterized in mammals [36,37], but it is still unclear whether similar responses are widespread in fishes. Cortisol is synthesized through a corticosteroidogenic pathway that relies on steroidogenic acute regulatory (StAR) protein, cytochrome P450 cholesterol side-chain cleavage (P450scc), 17α-hydroxylase, 3β- hydroxysteroid dehydrogenase, and 21- and 11β-hydroxylases [38]. To evaluate the effects of acoustic stress on corticosteroidogenic pathway the expression of cytochrome and StAR genes in juveniles will be evaluated using RT-PCR analysis. Regarding SOD and GPx, it is known that acoustic stress can have negative effects on the antioxidant defense system of fish. These enzymes play a critical role in protecting cells from oxidative damage by mitigating the harmful effects of reactive oxygen species (ROS). ROS are oxidative metabolites that are often derived from the mitochondrial respiratory machinery [39] and include oxygen-centered and oxygen-related compounds, such as superoxide radical [40]. Under normal physiological conditions, intracellular ROS levels are well controlled by antioxidant molecules [41], such as glutathione (GSH), vitamin C, vitamin E, carotenoids, and radical-scavenging enzymes (*e.g.,* superoxide dismutase (SOD), catalase (CAT), glutathione peroxidase (GPx), and glutathione S-transferase (GST) [42]. These antioxidant defenses prevent ROS-induced damage to cells and tissues [41]. In teleosts, antioxidant mechanisms have been described in several essential organs, such as the brain, liver, and kidney [43-44] Recently, ROS levels and antioxidant enzyme activities have been used to serve as practical biological indicators in fish tissues, reflecting environmental stress [44-45]. A recent study in fish suggested that noise induced perturbations could affect the expression of

hepatic antioxidant genes. Black porgy (*Acanthopagrus schlegelii*) exposed to weak and continuous underwater noise showed lower mRNA levels of catalase but higher GPx expression in the liver. However, relatively louder underwater noise does not activate these antioxidant responses in the black porgy liver, and the plasma ROS levels were therefore elevated after 2 weeks of noise exposure [46].

In young fish, exposure to noise pollution can alter the balance of these enzymes, leading to an increase in oxidative stress. These parameters analysed in our study, to evaluate whether acoustic stress could influence or not the ability of fish to neutralize free radicals, leading to increased oxidative stress. Several authors showed significant increases in these parameters following long-term exposure in juvenile individuals [47] also at level of genetic expression [46]. On the other hand, other authors have observed a decrease in levels, confirming that the responses depend on the type, exposure time and acoustic frequency used [48].

It is generally considered that stress causes decreased immune function and fish could be vulnerable to infection and diseases. Increasing evidence suggests a strong link between stress and inflammation. Systemic inflammatory activity is typically evaluated by testing proinflammatory cytokines, including IL-1β, IL-6, TNF-alpha. To confirm whether noise stress cause systemic inflammation in fish, the expression levels of inflammation-related cytokines including IL-1β, IL-6, IL-10, TNFα, TNFbeta, and immune gene as Cox 2, CD 4 and CD8 will be measured using qRT-PCR. Heat shock proteins (HSPs) are a class of highly conserved proteins that play a crucial role in protecting cells against a variety of stresses, including thermal, oxidative, and mechanical. When an organism is subjected to stress, such as noise, HSP levels increase to help repair damaged proteins and maintain cell function. In juvenile fish, exposure to acoustic stress, such as anthropogenic noise (*e.g.,* industrial activities, naval traffic), can induce an increase in HSP levels for several reasons [49-51]. Acoustic stress can cause damage to cellular proteins through mechanical vibration and oxidative stress. HSPs would therefore have the role of preventing protein denaturation and facilitating the correct folding of damaged proteins, maintaining cellular homeostasis [49-51]. This defense mechanism involving HSPs is implemented by organisms, including juvenile fish, and is essential for limiting cellular damage and promoting survival in adverse environmental conditions. It is also important to consider that juvenile fish are in a critical stage of development and growth. Acoustic stress can interfere with these processes, but induction of HSPs can mitigate the negative effects, ensuring that vital cellular processes continue efficiently despite environmental stress [49-51]. Regarding behavioral responses, preliminary results showed a decrease in motility levels during the first 30 min of acoustic emission. Subsequently, motility levels remained low but the fish showed the ability to get used to this repeated stress over time. As regards cohesion levels, still under analysis, increases during acoustic exposure are expected in agreement with Mauro et al. [11]. These behavioural changes could affects
the survival, reproduction, foraging, and growth of the species and the time of surveillance of the offspring [52-53].

References

[1] Duarte, C.M., Holmer, M., Olsen, Y., Soto, D., Marbà, N., Guiu, J., Black, K., & Karakassis, I. (2009). Will the oceans help feed humanity? *BioScience* 59, 967–976.

[2] Aguilar-Manjarrez, J., McDaid Kapetsky, J., & Soto, D. (2010). The potential of spatial planning tools to support the ecosystem approach to aquaculture. *FAO Fisheries and Aquaculture Proceedings (FAO)*, (17).

[3] Holmer, M. (2010). Environmental issues of fish farming in offshore waters: perspectives, concerns and research needs. *Aquaculture Environment Interactions* 1, 57–70
[4] Pelegri, J.L., Marrero-Diaz, A., & Ratsimandresey, A.W. (2006). Nutrient irrigation of the North Atlantic. *Progress in Oceanography* 70, 366–406.
[5] Ashley, P.J. (2007). Fish welfare: current issues in aquaculture. *Applied Animal Behaviour Science* 104, 199–235.
[6] Conte, F.S. (2004). Stress and the welfare of cultured fish. *Applied Animal Behaviour Science* 86, 205–223.
[7] Craven, A., Carton, A.G., McPherson, C.R., & McPherson, G. (2009). Determining and quantifying components of an aquaculture soundscape. *Aquacultural Engineering* 41, 158–165.
[8] Bart, A.N., Clark, J., Young, J., & Zohar, Y. (2001). Underwater ambient noise measurements in aquaculture systems: a survey. *Aquacultural Engineering* 25, 99–110.
[9] Slabbekoorn, H., Bouton, N., van Opzeeland, I., Coers, A., ten Cate, C., & Popper, A. N. (2010). A noisy spring: The impact of globally rising underwater sound levels on fish. *Trends in Ecology & Evolutiuon* 25, 419–427.
[10] Carroll, A. G., Przeslawski, R., Duncan, A., Gunning, M., & Bruce, B. (2017). A critical review of the potential impacts of marine seismic surveys on fish and invertebrates. *Marine Pollution Bullettin* 114, 9–24.
[11] Mauro, M., Pérez-Arjona, I., Perez, E.J.B., Ceraulo, M., Bou-Cabo, M., Benson, T., Espinosa, V., Beltrame, F., Mazzola, S., Vazzana, M., Buscaino, G. (2020). The effect of low frequency noise on the behaviour of juvenile *Sparus aurata*. *The Journal of the Acoustical Society of America* 147(6):3795.
[12] Casper, B. M., Smith, M. E., Halvorsen, M. B., Sun, H., Carlson, T. J., & Popper, A. N. (2013). Effects of exposure to pile driving sounds on fish inner ear tissues. *Comparative Biochemistry and Physiology- Part A Molecular and Integrative Physiology* 166, 352–360.
[13] Salas, A. K., Wilson, P. S., & Fuiman, L. A. (2019). Ontogenetic change in predicted acoustic pressure sensitivity in larval red drum (*Sciaenops ocellatus*). *Journal of Experimental Biology* 222, 1–12.
[14] Woodley, C. M., & Peterson, M. S. (2003). Measuring responses to simulated predation threat using behavioral and physiological metrics: The role of aquatic vegetation. *Oecologia* 136, 155–160.
[15] Nedelec, S. L., Simpson, S. D., Morley, E. L., Nedelec, B., & Radford, A. N. (2015). Impacts of regular and random noise on the behaviour, growth and development of larval Atlantic cod (Gadusmorhua). *Proceedings of the Royal Society B: Biological Sciences* 282, 20151943.
[16] McCauley, R. D., Day, R. D., Swadling, K. M., Fitzgibbon, Q. P., Watson, R. A., & Semmens, J. M. (2017). Widely used marine seismic survey air gun operations negatively impact zooplankton. *Nature Ecology & Evolution* 1(7), 195.
[17] Fakan, E. P., & McCormick, M. I. (2019). Boat noise affects the early life history of two damselfishes. *Marine Pollution Bullettin* 141, 493–500
[18] Sole, M., Lenoir, M., Durfort, M., Lopez-Bejar, M., Lombarte, A., & Andre, M. (2013). Ultrastructural damage of *Loligo vulgaris* and *Illex coindetii* statocysts after low frequency sound exposure. *PLoS One* 8(10), e78825.
[19] McCauley, R. D., Fewtrell, J., & Popper, A. N. (2003). High intensity anthropogenic sound damages fish ears. *The Journal of the Acoustical Society of America* 113, 638–642.
[20] Vazzana, M., Celi, M., Arizza, V., Calandra, G., Buscaino, G., Ferrantelli, V., Bracciali, C., & Sara, G. (2017). Noise elicits haematological stress parameters in Mediterranean damselfish (Chromis chromis, perciformes): A mesocosm study. *Fish and Shellfish Immun*ology 62, 147–152.
[21] Vazzana, M., Mauro, M., Ceraulo, M., Dioguardi, M., Papale, E., Mazzola, S., Arizza, V., Beltrame, F., Ingugli, L., & Buscaino, G. (2020). Underwater high frequency noise: Biological responses in sea urchin *Arbacia lixula* (Linnaeus, 1758). *Comparative Biochemistry and Physiology- Part A Molecular and Integrative Physiology* 242,110650.

[22] Rolland, R. M., Parks, S. E., Hunt, K. E., Castellote, M., Corkeron, P. J., Nowacek, D. P., & Kraus, S. D. (2012). Evidence that ship noise increases stress in right whales. *Proceedings of the Royal Society B: Biological Sciences* 279(1737), 2363–2368.
[23] Romano, T. A., Keogh, M. J., Kelly, C., Feng, P., Berk, L., Schlundt, C. E., Carder, D. A., & Finneran, J. J. (2004). Anthropogenic sound and marine mammal health: Measures of the nervous and immune systems before and after intense sound exposure. Canadian Journal of Fisheries and Aquatic Sciences 61, 1124–1134.
[24] Rigos, G., Kogiannou, D., Padrós, F., Cristofol, C., Florio, D., Fioravanti, M., & Zarza, C. (2021). Best therapeutic practices for the use of antibacterial agents in finfish aquaculture: a particular view on European seabass (*Dicentrarchus labrax*) and gilthead seabream (*Sparus aurata*) in Mediterranean aquaculture. *Reviews in aquaculture*, *13*(3), 1285-1323.
[25] Livak, K.J., & Schmittgen T.D. (2001) Analysis of Relative Gene Expression Data Using Real-Time Quantitative PCR and the 2−ΔΔCT Method. *Methods* 25:402–408.
[26] Guh, Y. J., Tseng, Y. C., & Shao, Y. T. (2021). To cope with a changing aquatic soundscape: Neuroendocrine and antioxidant responses to chronic noise stress in fish. *General and Comparative Endocrinology*, 314, 113918.
[27] Wysocki, L. E., & Ladich, F. (2005). Effects of noise exposure on click detection and the temporal resolution ability of the goldfish auditory system. *Hearing Research*, 201(1-2), 27-36.
[28] Schreck, C. B., Contreras-Sanchez, W., & Fitzpatrick, M. S. (2001). Effects of stress on fish reproduction, gamete quality, and progeny. *Aquaculture,* 197(1-4), 3-24
[29] Sabet, S. S., Neo, Y. Y., & Slabbekoorn, H. (2015). The effect of temporal variation in sound exposure on swimming and foraging behavior of captive zebrafish. *Animal Behavior*, 107, 49-60.
[30] Wysocki, L. E., Dittami, J. P., & Ladich, F. (2006). Ship noise and cortisol secretion in European freshwater fishes. Biological Conservation, 128(4), 501-508.
[31] Barton, B. A. (2002). Stress in Fishes: A diversity of responses with particular reference to changes in circulating corticosteroids. *Integrative and Comparative Biology*, 42(3), 517-525.
[32] Smith, M. E., Kane, A. S., & Popper, A. N. (2004). Noise-induced stress response and hearing loss in goldfish (*Carassius auratus*). *Journal of Experimental Biology*, 207(3), 427-435.
[33] Spiga, I., Fox, J., & Benson, R. (2012). Effects of short-and long-term exposure to boat noise on cortisol levels in juvenile fish. *In The effects of noise on aquatic life*. *Springer New York*, 251-253.
[34] Zorn, J. V., Schür, R. R., Boks, M. P., Kahn, R. S., Joëls, M., & Vinkers, C. H. (2017). Cortisol stress reactivity across psychiatric disorders: A systematic review and meta-analysis. *Psychoneuroendocrinology*, 77, 25-36.
[35] DeMorrow, S. (2018). Role of the hypothalamic–pituitary–adrenal axis in health and disease. *International journal of molecular sciences*, 19(4), 986.
[36] Eraslan, E., Akyazi, İ., Ergül-Ekiz, E., & Matur, E. (2015). Noise stress-induced changes in mRNA levels of corticotropin-releasing hormone family molecules and glucocorticoid receptors in the rat brain. *Folia biologica*, 61(2), 66.
[37] Otten, W., Kanitz, E., Puppe, B., Tuchscherer, M., Brüssow, K. P., Nürnberg, G., & Stabenow, B. (2004). Acute and long term effects of chronic intermittent noise stress on hypothalamic-pituitary-adrenocortical and sympatho-adrenomedullary axis in pigs. *Animal Science*, 78(2), 271-283.
[38] Aluru, N., Renaud, R., Leatherland, J. F., & Vijayan, M. M. (2005). Ah receptor-mediated impairment of interrenal steroidogenesis involves StAR protein and P450scc gene attenuation in rainbow trout. *Toxicological Sciences*, 84(2), 260-269.
[39] Le Bras, M., Clement, M. V., Pervaiz, S., & Brenner, C. (2005). Reactive oxygen species and the mitochondrial signaling pathway of cell death. *Histology and histopathology*.
[40] Nordberg, J., & Arnér, E. S. (2001). Reactive oxygen species, antioxidants, and the mammalian thioredoxin system. *Free radical biology and medicine*, 31(11), 1287-1312.

[41] Floyd, R. A. (1999). Antioxidants, oxidative stress, and degenerative neurological disorders. *Proceedings of the Society for Experimental Biology and Medicine*, 222(3), 236-245.
[42] Jayaraj, R., Deb, U., Bhaskar, A. S. B., Prasad, G. B. K. S., & Rao, P. L. (2007). Hepatoprotective efficacy of certain flavonoids against microcystin induced toxicity in mice. *Environmental Toxicology: An International Journal*, 22(5), 472-479.
[43] Basha, P. S., & Rani, A. U. (2003). Cadmium-induced antioxidant defense mechanism in freshwater teleost *Oreochromis mossambicus* (Tilapia). *Ecotoxicology and environmental safety*, 56(2), 218-221.
[44] Tseng, Y. C., Chen, R. D., Lucassen, M., Schmidt, M. M., Dringen, R., Abele, D., & Hwang, P. P. (2011). Exploring uncoupling proteins and antioxidant mechanisms under acute cold exposure in brains of fish. *PLoS One*, 6(3), e18180.
[45] Jin, Y., Zhang, X., Shu, L., Chen, L., Sun, L., Qian, H., Liu, W., & Fu, Z. (2010). Oxidative stress response and gene expression with atrazine exposure in adult female zebrafish (*Danio rerio*). *Chemosphere*, 78(7), 846-852.
[46] Chang, H. Y., Lin, T. H., Anraku, K., & Shao, Y. T. (2018). The effects of continuous acoustic stress on ROS levels and antioxidant-related gene expression in the black porgy (*Acanthopagrus schlegelii*). *Zoological Studies*, 57.
[47] Filiciotto, F., Cecchini, S., Buscaino, G., Maccarrone, V., Piccione, G., & Fazio, F. (2017). Impact of aquatic acoustic noise on oxidative status and some immune parameters in gilthead sea bream *Sparus aurata* (Linnaeus, 1758) juveniles. *Aquaculture research*, 48(4), 1895-1903.
[48] Hang, S., Zhao, J., Ji, B., Li, H., Zhang, Y., Peng, Z., Zhou, F., Ding, X., & Ye, Z. (2021). Impact of underwater noise on the growth, physiology and behavior of Micropterus salmoides in industrial recirculating aquaculture systems. *Environmental Pollution*, 291, 118152.
[49] Schreck, C. B., & Tort, L. (2016). The concept of stress in fish. *In Fish physiology*. Academic *Press*, 35, 1-34.
[50] Vazzana, M., Celi, M., Arizza, V., Calandra, G., Buscaino, G., Ferrantelli, V., Bracciali, C., & Sarà, G. (2017). Noise elicits hematological stress parameters in Mediterranean damselfish (*Chromis chromis*, perciformes): a mesocosm study. *Fish & shellfish immunology*, 62, 147-152.
[51] Celi, M., Filiciotto, F., Maricchiolo, G., Genovese, L., Quinci, E. M., Maccarrone, V., Mazzola, S., Vazzana, M., & Buscaino, G. (2016). Vessel noise pollution as a human threat to fish: assessment of the stress response in gilthead sea bream (*Sparus aurata*, Linnaeus 1758). *Fish Physiology and biochemistry*, 42, 631-641.
[52] Picciulin, M., Sebastianutto, L., Codarin, A., Farina, A., and Ferrero, E. A. (2010). In situ behavioural responses to boat noise exposure of Gobiuscruentatus (Gmelin, 1789; fam. Gobiidae) and Chromischromis (Linnaeus, 1758; fam. Pomacentridae) living in a Marine protected area. *Journal of Experimental Marine Biology and Ecology*. 386, 125–132.
[53] Blom, E. L., Kvarnemo, C., Dekhla, I., Schöld, S., Andersson, M. H., Svensson, O., and Amorim, M. C. P. (2019). Continuous but not intermittent noise has a negative impact on mating success in a marine fish with paternal care. *Scientific Reports*. 9(1), 5494.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PROYECTORES ACÚSTICOS SUBMARINOS BASADOS EN EL ALTAVOZ ELECTRODINÁMICO

José Martinez Iranzo[1], Jesús Carbajo San Martín[2], Pedro Poveda Martinez[2], Jaime Ramis Soriano[2]

[1] Instituto de Física Aplicada a la Ciencias y Tecnologías
jmi21@alu.ua.es
[2] Departamento de Física, Ingeniería de Sistemas y Teoría de la Señal, UA
jesus.carbajo@ua.es
pedro.poveda@ua.es
jramis@ua.es

Resumen
Ante la necesidad de sistemas capaces de proporcionar una respuesta adecuada en frecuencias bajas en entornos submarinos a profundidades modestas, junto con un nivel de presión acústica significativo, se ha investigado con modelos basados en el altavoz electrodinámico de bobina móvil. Esta selección se fundamenta en su excelente desempeño en el rango de frecuencias de 50 a 1000 Hz, su capacidad para operar sin presurización de la cámara posterior hasta profundidades de 2 metros, y su destacada eficacia y potencia, derivadas de la capacidad de dimensionar tanto la bobina como el circuito magnético
El modelo propuesto fusiona el diseño original del sistema móvil de un altavoz de 5 pulgadas con un diafragma adicional de 2 pulgadas, el cual entra en contacto directo con el medio. Esta configuración de triple suspensión asegura un alineamiento perfecto de la bobina, a pesar de la interacción con el agua durante el funcionamiento del altavoz en dicho entorno. Además, presenta una alta resistencia a la presión hidrostática, que tiende a hundir la membrana en ausencia de una compensación posterior. Con la finalidad de incrementar la presión sonora en la zona de mayor interés -la octava entre 60 y 120 Hz- se recurre a una solución que agrupa a dos unidades en un mismo contenedor, de manera a aprovechar el efecto de acoplamiento mutuo de las membranas, que realza la presión acústica en esta zona.

Palabras-clave: proyector acústico, altavoz electrodinámico, acoplamiento mutuo

Abstract
Given the need for systems that can provide adequate response at low frequencies in underwater environments in shallow depths, along with a significant level of acoustic pressure, research has been conducted on models based on the moving coil electrodynamical loudspeaker. This choice is due to its excellent performance in the frequency range between 50 and 1000 Hz, its ability to operate properly without the need to pressurize the rear chamber at depths of up to 2 meters, and its outstanding performance and power handling, attributed to the possibility of sizing both the coil and the magnetic circuit.
The proposed model combines the original mobile system of a 5-inch speaker with an additional 2-inch diaphragm, which is the one in contact with the medium. This triple suspension configuration ensures the perfect alignment of the coil, despite the water's reaction during the speaker's operation in this medium. It also has high resistance to hydrostatic pressure, which tends to sink the membrane in the absence of rear compensation. In order to increase the sound pressure in the area of greatest interest - the octave between 60 and 120 Hz - a solution is employed that groups two units in the same container,

in order to take advantage of the mutual coupling effect of the membranes, which enhances the acoustic pressure in the described zone.

Keywords: acoustic projector, electrodynamic loudspeaker, mutual coupling.

PACS no. 43.10Hj, 43.38Dv, 43.38Ja

1 Introducción

La creciente demanda de proyectores acústicos para aplicaciones a profundidades modestas, junto con la escasa oferta en el mercado de este tipo de transductor, para proyectos relacionados con el impacto del ruido antropomórfico sobre la fauna marina, ha motivado el estudio y desarrollo de modelos basados en altavoces electrodinámicos de bobina móvil [1]. Entre otras razones por la facilidad de adquisición, reducido coste y gran robustez de estos dispositivos.
Experiencias anteriores con un modelo de 8" (20 cm) de diámetro [2] han mostrado que la adaptación de este transductor para un desempeño directo dentro del agua, aunque con resultados muy positivos en cuanto a banda pasante y presión acústica, requería de unos medios extremadamente costosos y muy difícilmente accesibles a nivel experimental.
Por ello, se ha reconsiderado el enfoque inicial, planteando un proceso que permita replicar con facilidad las prestaciones iniciales, sin el inconveniente de un desarrollo y puesta a punto difícilmente al alcance de cualquiera interesado en la materia.
En este trabajo se incide en el diseño y la construcción de un modelo que no precise compensación de la presión hidrostática que se ejercerá sobre la membrana desde el momento en que el proyector se sumerja en el agua, y que se incrementará cuanto mayor sea la profundidad de trabajo. Esto conllevará algunas limitaciones, principalmente la de no exceder una cierta profundidad de inmersión, lo cual se ajusta perfectamente a las aplicaciones para las cuales está pensado este transductor.

2 Desarrollo

Después de analizar los retos que presenta una aplicación de este tipo, en especial los efectos de la presión hidrostática sobre las partes móviles, así como la naturaleza del medio, se ha llegado a la conclusión de que una reducción del tamaño del diafragma no es crítica para la reproducción eficiente de frecuencias bajas debido a la gran diferencia entre la impedancia de radiación existente entre el aire y el agua [3]. Asimismo, el desplazamiento en el medio líquido es muy reducido, comparado al que se da fuera de este, por lo que no es necesario prever unas suspensiones con gran recorrido.
Los requerimientos más destacables del altavoz serán: una frecuencia de resonancia relativamente baja, teniendo en cuenta el tamaño del altavoz, una bobina que permita aplicar potencias elevadas, de al menos 40 mm de diámetro, y un *Xmax* importante, de unos 6 mm (1).

$$X_{max} = \frac{L_{VC} - H_{AG}}{2} + \frac{H_{AG}}{3} \tag{1}$$

Donde
L_{VC} Longitud de la bobina
H_{AG} Altura del entrehierro

Planteadas estas variables, se ha optado por la utilización de un altavoz convencional, de tamaño más bien pequeño, de 5" (125 mm) de diámetro, que será el responsable de accionar un diafragma externo, de unos 50 mm de diámetro, mediante la prolongación de la bobina por la parte anterior del altavoz.

Este diafragma va sujeto a su propia suspensión, de manera a mantener correctamente posicionada la bobina frente a los esfuerzos que se darán durante su funcionamiento una vez sumergido (Fig. 1).

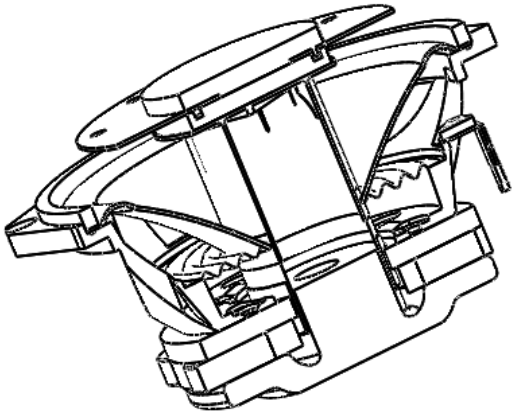


Fig. 1 Sección del altavoz con el diafragma adicional

Esta configuración permitirá que solamente el diafragma y su suspensión estén en contacto directo con el agua, evitando que esta pueda afectar el altavoz, el cual no precisa por lo tanto de ningún acabado especial para este cometido.

2.1 Estudio de la suspensión

La suspensión del diafragma asegura el alineamiento de la bobina en condiciones adversas y juega un rol fundamental en permitir una respuesta correcta en bajas frecuencias [4], al fijar la frecuencia de resonancia en valores acordes a la frecuencia de corte inferior deseada.
Para garantizar una frecuencia de corte en torno a 70 Hz, la frecuencia de resonancia dentro del agua ha de estar situada sobre los 100 Hz. Esto se ha deducido de experiencias anteriores con el modelo anterior de 8", que ha servido de referencia para esta nueva versión.
Teniendo en cuenta que la masa móvil es mucho mayor, pues a la original del diafragma (M_{MS}), se le debe añadir:

a) Desde el punto de vista de la masa, la contribución de la parte imaginaria de la impedancia mecánica de radiación y la pequeña contribución de aire encerrado en el volumen trasero (muchas veces despreciable)
b) Desde el punto de vista de la compliancia, a la rigidez propia de la suspensión, la rigidez proporcionada por el aire encerrado que solo es susceptible de comprimirse o expandirse.

La rigidez total del sistema se puede obtener mediante la expresión (2), a partir de la ley de Hooke:

$$K = \frac{F}{x} \tag{2}$$

Donde *K* es la rigidez total, *F* la fuerza aplicada al diafragma y *x* el desplazamiento estático admisible.
Este desplazamiento es el resultado de sumergir el proyector en el agua, pues el diafragma se verá empujado hacia adentro por la acción de la fuerza F, resultante de la presión por el área del diafragma. Al no aplicar compensación para la presión hidrostática, es inevitable que el diafragma se hunda hacia adentro. Para asegurar que esto no interfiere con el correcto desempeño del altavoz, se limitará este desplazamiento entre el 15 y el 20 % del Xmax. Esto será objeto de un estudio numérico detallado más adelante.

Una vez deducido el valor de *K*, se puede calcular la frecuencia de resonancia principal f*s*, tanto fuera como dentro del agua, según la expresión (3):

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{K}{M}} \tag{3}$$

La contribución de la parte imaginaria de la impedancia de radiación, se supondrá que viene dada por la expresión aproximada de la ecuación (4):

$$M_{MW} = \frac{8}{3}\rho a^3 \tag{4}$$

Donde

ρ Densidad del agua
a Radio del diafragma.

2.2 Estudio de la bobina

Al sumergir el proyector a cierta profundidad, se ejerce una fuerza sobre el diafragma, provocando un desplazamiento del punto de reposo de la bobina hacia adentro. Fuera del agua, el plano medio de la bobina, que es perpendicular al eje y pasa por el medio de esta, coincide con el plano medio del entrehierro (Fig. 2). Dentro del agua, se producirá un desplazamiento del primero respecto del segundo. Para minimizar este corrimiento, durante el ensamblaje del diafragma con el altavoz, se sitúa originalmente el plano medio de la bobina por encima del plano medio del entrehierro en una cantidad igual a $\frac{x}{2}$ (Fig. 3), de tal forma que, al llegar a la mitad de la profundidad recomendada (1,5 m), estos dos planos vuelvan a coincidir, y a la máxima profundidad (3,0 m), el plano medio de la bobina se sitúe a -$\frac{x}{2}$ del otro (Fig. 4).

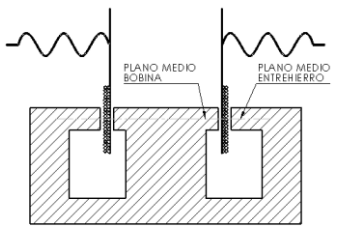


Fig. 2 Bobina y suspensión del altavoz centrados

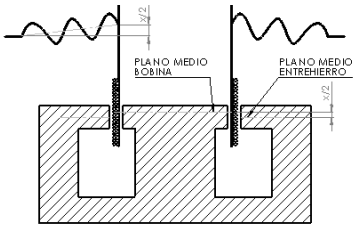


Fig. 3 Bobina y suspensión del altavoz desplazados hacia arriba

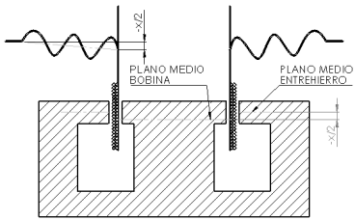


Fig. 4 Bobina y suspensión del altavoz desplazados hacia abajo

En la Tabla 1 se muestra el desplazamiento estático del plano medio de la bobina respecto al del entrehierro en función de la profundidad.

Tabla 1 Valores de desplazamiento estático

Profundidad m	Presión Pa	Desplazamiento mm
0	0	x/2
0,5	4905	↑
1	9810	
1,5	14715	0
2	19620	↓
2,5	24525	
3	29430	-x/2

3 Realización

El modelo de altavoz utilizado ha sido el 5P200/Nd, cuyo fabricante, Acústica Beyma, [5] facilita las especificaciones en su página web. Para el diafragma y el recinto, se ha recurrido a la impresión 3D con resina curada por UV, mientras que la suspensión se ha obtenido a partir de una lámina de neopreno de 2 mm de espesor.

En la Figura 5 se muestran las partes que componen el diafragma, antes y después de ensamblar. La Figura 6 ilustra el recinto, junto con el altavoz, y en la Figura 7 el conjunto ensamblado, completamente hermético.

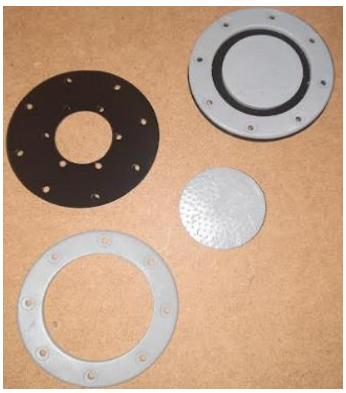


Fig. 5 Partes del diafragma y suspensión



Fig. 6 Partes del recinto y altavoz



Fig. 7 Conjunto ensamblado

4 Resultados teóricos y experimentales

En primer lugar, era necesario dimensionar la suspensión, con el material y el espesor utilizados, para obtener una frecuencia de resonancia según lo convenido. Para ello se llevaron a cabo diferentes prototipos hasta alcanzar un valor teórico de la frecuencia de resonancia en el agua en torno a 100 Hz, (Tabla 2).

Tabla 2 Parámetros de prueba del proyector acústico

Profundidad m	Fuerza aplicada N	x mm	K N/m	Masa móvil al aire (Kg)	Fs al aire (Hz)	Masa móvil en el agua (Kg)	Fs sumergido (Hz)
3	72,4	2	36198	0,053	131,5	0,102	94

La masa móvil se incrementa de forma sustancia, pues al tratarse de un diafragma plano, era necesario que el espesor fuera importante. Esto evita que pueda sufrir deformaciones tanto por la acción de la presión hidrostática, como por los esfuerzos aplicados por la bobina. El valor de x, de 2 mm, se estima suficiente para asegurar un desplazamiento dentro de los límites del *Xmax*.

Con este valor de rigidez total *K* se puede calcular la resonancia al aire y también dentro del agua, y verificar que se obtienen unos resultados similares a los valores teóricos, tanto fuera como dentro del agua, como se observa en las Figuras 8 y 9.

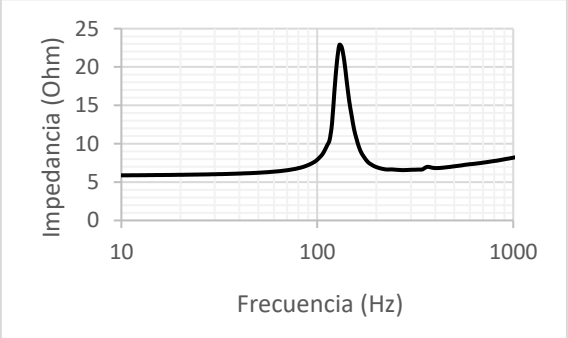


Fig. 8 Curva de impedancia al aire

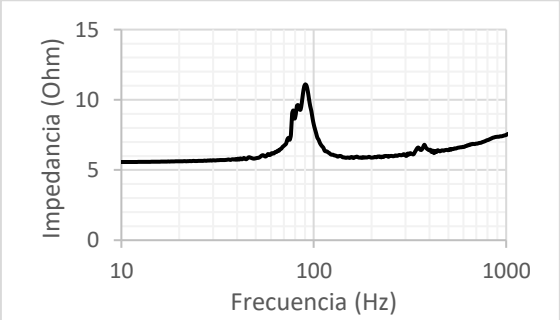


Fig. 9 Curva de impedancia dentro del agua

La medida de la respuesta en frecuencia se ha llevado a cabo en piscina de grandes dimensiones, a una profundidad de 0.6 m. Esta medida permite confirmar un comportamiento conforme a lo esperado, con una respuesta en baja frecuencia excelente, gran linealidad y amplia banda pasante, como se observa en la Figura 10.

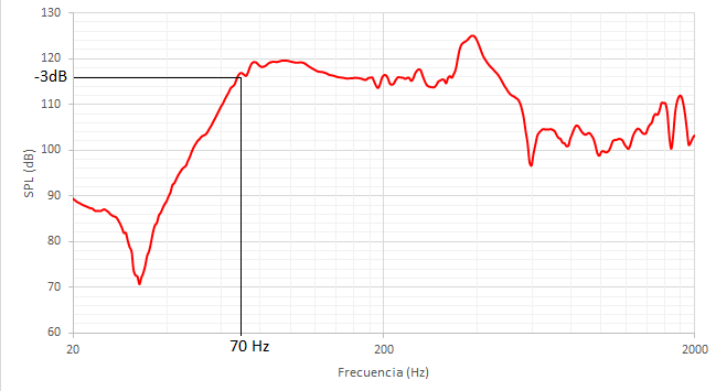


Fig. 10 Respuesta en frecuencia del proyector dentro del agua, 1 W a 1 m

5 Conclusión

Se ha descrito el estudio y desarrollo de un proyector acústico basado en un altavoz electrodinámico convencional, añadiendo unos pocos componentes que se pueden conseguir fácilmente mediante impresión 3D.
La ausencia de compensación, que permite trabajar con esta unidad a profundidades modestas, de hasta 3 m, ha sido posible aplicando una suspensión adicional. La rigidez aportada por esta suspensión, junto con la resistencia del aire encerrado en el recinto, y la rigidez de las suspensiones del propio altavoz, consiguen que el desplazamiento estático del punto de reposo de la bobina sea despreciable frente al recorrido lineal garantizado por la gran longitud del devanado de la bobina.
Los resultados obtenidos han confirmado el excelente desempeño de este tipo de proyector y su validez como alternativa a los pocos modelos existentes en el mercado [6], [7].
Una versión más sofisticada, con la utilización de dos unidades montadas en el mismo recinto, permite alcanzar una respuesta mejorada en baja frecuencia, duplicando la potencia eléctrica y el nivel de presión sonora.

Agradecimientos

Esta Investigación ha sido financiada por los fondos Next Generation EU y FEDER de la Unión Europea bajo los proyectos PCI2022-135081-2 y PID2021-127426OB-C22 del Ministerio Español de Ciencia e Innovación, respectivamente.

Referencias

[1] Bernard S. Willard Submarine Sonar Department, A Towable, Moving-Coil Acoustic Target For Low Frequency Array Calibration - Naval Underwater Systems Center Newport, Rhode Island New London, Connecticut, June, 5th 1981

[2] José Martinez Iranzo, Jesús Carbajo San Martín, Pedro Poveda Martinez, Jaime Ramis Soriano, Diseño y caracterización de un altavoz submarino, 54º Congreso de Acústica, Tecniacústica 2023, Cuenca, 18 al 20 de octubre,

[3] Harry F. Olson, Elements of Acoustical Engineering, D. Van Nostrand Company, Inc, 1940, páginas. 669-673

[4] N. W. Mclachlan, (1934) Loudspeakers, Oxford Press, páginas 69-72

[5] Acústica Beyma, S.L. Pol. Ind. Moncada II, 46113 Moncada España
https://www.beyma.com/productos/c/low-mid-frequency/105P2ND8/altavoz-5p200nd-8-oh/

[6] Lubell Labs Inc, 712 s Yearling Road, Whitehall, Ohio 43213 USA
https://www.lubell.com/UW30.html

[7] Lubell Labs Inc, 712 s Yearling Road, Whitehall, Ohio 43213 USA
https://www.lubell.com/VC2.html

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

FINDING A SUITABLE EXPERIMENTAL SETUP FOR ACOUSTIC STUDIES IN SMALL FISH TANKS

Naeem Ullah[1], Enrique-Gonzalo Segovia-Eulogio [2], Jesús Carbajo San Martín [1], Pedro Poveda Martinez [1], Jaime Ramis Soriano [1]

[1] Departamento de Física, Ingeniería de Sistemas y Teoría de la Señal. Universidad de Alicante.
{naeem.ullah@ua.es, jesus.carbajo@ua.es, pedro.poveda@ua.es, jramis@ua.es}
[2] Departamento de Ingeniería Civil. Universidad de alicante.
enrique.gonzalo@ua.es

Resumen

La presencia de diferentes actividades tales como el uso de barcos pesqueros, buques de transporte marítimo de mercancías, aerogeneradores marinos, y otras asociadas al descubrimiento y producción de petróleo y gas, y muchas más fuentes están produciendo ruido antropogénico en el medio submarino. Este ruido puede afectar en gran medida a la población de peces, tal vez provocando la muerte, forzándolos a migrar de su entorno favorable, etc. Se han llevado a cabo diferentes estudios para estudiar el efecto de estos ruidos en diversos tipos de peces. Sin embargo, estos estudios se realizan principalmente en tanques pequeños donde el campo de presión es muy diferente al de las aguas abiertas reales donde viven los peces, y esto podría dar lugar a conclusiones erróneas sobre el comportamiento de los peces. Para evitar este problema, este trabajo tiene como objetivo estudiar con detalle el campo de presión y velocidad en un tanque utilizando ANSYS y llegar a la mejor configuración experimental posible en términos de ubicación de fuentes de sonido y modelado de paredes en un tanque para representar fielmente el campo de presión en aguas abiertas.

Keywords: Métodos numéricos, campo sonoro en tanques, Elementos Finitos.

PACS no. 43.30.-k, 43.30.Xm, 43.30.Yj.

Abstract

The presence of different activities such as the use of fishing boats, transportation and trading vessels, offshore wind turbines, and different activities associated with oil and gas discovery and production, and many more sources are producing anthropogenic noise in the underwater environment. This noise can greatly affect the fish population by posing death, pushing them to migrate from their favourable environment, etc. Different studies have been carried out to study the effect of this noise on various fishes. However, these studies are mostly done in small tanks where the pressure field is considerably different than that in the actual open waters where the fish live, which may result in wrong conclusions about the fish behaviour. In order to tackle this problem, this paper aims to study the pressure and velocity field in a tank in detail using ANSYS and come up with the best possible experimental setup in terms of sound source location and wall modeling in a tank to faithfully represent the pressure field in open water

Keywords: numerical methods, sound field in tanks, finite elements.

PACS no. 43.30.-k, 43.30.Xm, 43.30.Yj.

1 Introduction

Aquatic life plays an important role in our lives [1]. We rely on them for a large portion of our food, and they could be a crucial source of our future food [2]. Different species of aquatic life are also an important part of the ecosystem and add value to our world by providing biodiversity [3]. However, these creatures are impacted negatively because of different anthropogenic activities [4]. One effect of these anthropogenic activities is the sound produced in the environment of aquatic life [5]. Some of these activities include the passing boats and ships, oil and gas exploration and production activities, offshore wind turbines etc. [6]. The sound produced by these activities can pose problems to marine lives such as masking, or sometimes even death as a consequence of sudden response and migration.
Various studies are conducted to study the impact of sound pollution on aquatic lives. An aquatic animal may live in deep water in the middle of the sea or in shallow water such as close to seashores, rivers, ponds, lakes, or even some tanks in which they are kept for aquaculture. These two types of environments have acoustic fields with different characteristics [7]. The acoustic field in open/deep water is close to free field while that in the shallow water or aquaculture tanks may be similar to diffuse field with multiple reflections or pressure field, depending on frequency. The field in the shallow water and especially tanks may well depend on the frequency because if the frequency is very small then the wavelength will be very large as compared to the tanks maximum dimensions and it may result in an acoustics pressure field where the pressure at all the points is almost same and in phase and will be investigated in this work. Based on the environments the acoustics sources are also different, for instance for deep water it could be drilling, or pilling activities etc. while for aquaculture tanks or fish aquariums it could be sound due to mechanical machineries such as pumps, aerators etc. as investigated by [8].
Most fish species are sensitive to particle velocity of the acoustic field rather than acoustic pressure, even though some detect pressure as well due to the presence of swim bladder [9]. This also poses a problem as most of the experiments are based on pressure measurements and not on the particle motion measurement because of the relative difficulties/inconvenience involved in its measurements [10]. The plane field assumption to convert the pressure into particle velocity does not hold always especially when the field is near field.
Most of the acoustics studies done on aquatic animals to study their behavior under different sound fields or to measure their hearing threshold are carried out in laboratories in small tanks, and conclusions are drawn based on such studies, as found in [11]. However, the acoustic field that the aquatic animal experience in their real environment, especially in deep water might be considerably different from the one in the tanks [12]. This might result in wrong conclusions, especially about the behavior of fishes. Moreover, the specific experimental setup adapted in small tanks might result in a considerably different acoustic field than the one experienced by the aquatic animals living in these tanks or ponds etc. in their normal operations.
This study is based on the numerical simulations of the acoustic field in a specific small fish tank. The study is conducted using Finite Elements Method (FEM) implemented on the full structural-acoustic model of the water tank in Ansys. The idea is to come up with a setup especially in terms of source position that will result in a close acoustic field to that of the one experienced by the species in their real environment. The tank is also compared with an open water model and a rigid water tank model of the same shape and volume.

2 Material

A tank of bottom surface dimensions 107x135 cm and top surface dimensions 109x139 cm with a total height of 73 cm is considered. The shape of the tank is not cuboid but has a chamfer of 23 cm at the edges of the wall connections as shown in figure 1.c). The fact that the upper and lower surfaces of the

tank are different, the walls are inclined outwards by a small angle with the bottom surface. The vertical height of the water column in the tank is 60 cm. The thickness of the tank walls is 5 mm and is made of PVC with assumed properties as: density 1300 kg/m^3 Young's modulus 3.7 GPa and a Poisson ratio of 0.38. The sound source is a piston of 10 cm radius that vibrates with a velocity of amplitude 0.1 m/s.
Two extra cases/models are considered to compare the acoustic field of the tank with extreme cases: one that to open water and other that is a tank with rigid walls, thus making a total of three different cases for the study. The first case (figure.1a) represents a piston in water air interface represented with null pressure boundary condition to avoid considering the air domain, the rest of the water domain is represented by a hemisphere of radius 2 m with a PML to represent infinite domain. This case is a representation of open water. The second case (figure.1b) represents only the water body in a tank with sound hard boundary conditions at all the surfaces except the top surface which is null pressure condition representing water air interface, and this surface has a piston that vibrates. The third case (figure.1c) is the full tank water system with the tank as solid mechanics domain and water as acoustic domain, the common faces of the two domains are linked by Multiphysics as the acoustic boundary interface. The bottom face of the tank is considered rigid because it sits on the ground while the top face of water is null pressure which is water air interface, also with a piston at the water surface as in the other cases. It must be noted that the piston in all the cases have the same radii of 10 cm, and the one in the hemisphere looks smaller because of the bigger volume of the water domain.

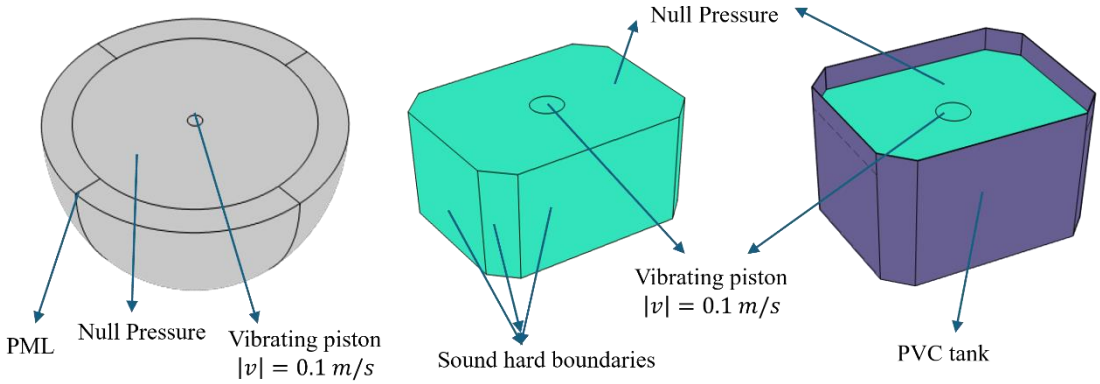


Figure 1 – The three different cases/models considerd for the study

3 Methodology

In this preliminary study a frequency range between 30 Hz and 300 Hz, with an increment of 3 Hz is considered for finite elements method (FEM) in Ansys. A mesh size of 10 elements per wavelength based on the maximum frequency of the study is considered. A separate mesh size is applied to the piston with a maximum mesh size of 3 cm.
25 positions of the piston are considered on the water surface for all the cases, to study the effect of different source positions on the acoustic field. These positions lie on the 1st quadrant of the null pressure plane in a grid starting from the origin at the center of the plane that extends towards one of the corners at (40,40) cm. The setup is shown in figure 2a. Simulations are carried out for each piston position and at each single frequency mentioned above. Pressure and velocity values are recorded in six horizontal planes 10 cm apart each having 77 points 10 cm apart, making a volume consisting of a total of 462

equally spaced grid points. One such plane with recording points is shown in figure 2b. The data at these points is post processed in MATLAB for different representation of the results.
The center point on the top surface on all the models is considered as the origin of the xy-plane and the coordinates of all the source positions and recording points are the same for all the three models to have comparison of the same points.

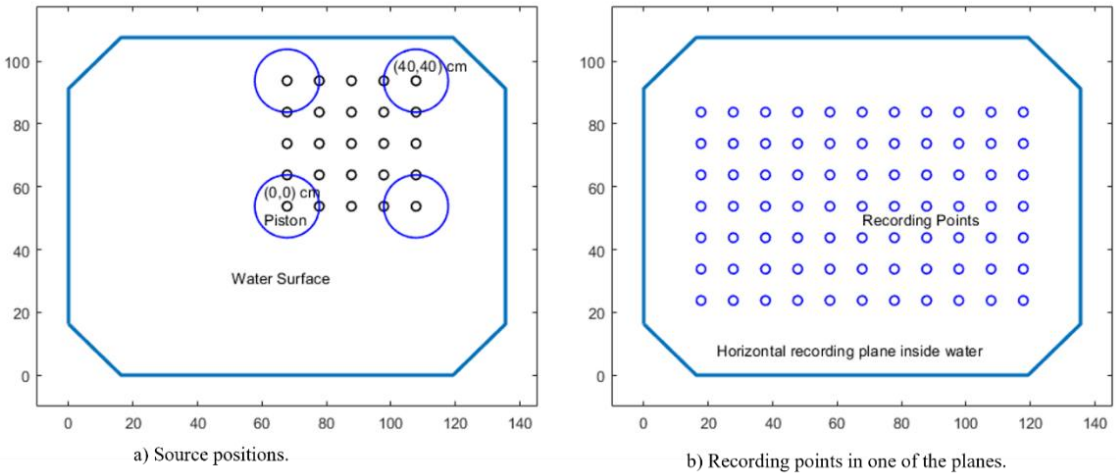


Figure 2 – Sound source and recording positions in the tanks/models (origin of xy-plane considered at the center of the surface).

The acoustic field of each model is compared in terms of the acoustic pressure level distribution throughout the domain. This is done by calculating the standard deviation of sound pressure level at all the recorded points at each frequency and for each source location.

4 Results and discussion

The acoustic field for the flexible tank case is different from the two other cases because of the bending modes of the walls that affects the acoustics field inside the tank. The effect of the bending modes of the walls is more dominant very close to the walls, however the recording points are chosen around 20 cm away from the walls and that is why this effect is not seen clearly in the graphs of the processed results when the source is at the center positions. The other positions of the piston that are away from the center however show these effects more clearly, due to more dominant modes. The material selected is softer and the walls have very low frequency bending modes. The first mode, which is the mode of the bigger walls starts at 8 Hz and the system shows plenty of modes over the considered frequency range. Some of the results are shown in the following subsections. The first mode of the rigid walled tank is at 639 Hz.

4.1 SPL and particle motion

The sound pressure level (SPL, dB re 1µPa) on a vertical plane in the middle of each model for all the three cases is shown in figure 3. Two positions of the source: one in the center and another 40 cm towards the bigger wall are chosen for the graphs. When the source is at the center the SPL profile and

distribution over the selected plane is similar with almost the same dynamic range for all the cases. However, it is different for other planes and hence is different over all the chosen volume, when the three models are compared. When the source is moved towards a wall, the SPL profile at the same plane (in the middle) changes considerably especially for the flexible walls tank because of the more dominant bending modes of the walls, as shown by the bottom graphs in figure 3. The tank with flexible walls shows a larger dynamic range as compared to the two other cases. For all the models the maximum value in the plane reduces by as much as 40 dB when the source is moved towards the walls because the distance of the source from the plane increases.

Pressure and velocity profile along a vertical line in the middle of the tank is plotted for all the models and two source positions, same as used for figure 3. This representation is shown in figure 4 and it can be seen that along the centerline the velocity and pressure profile are almost the same when the source is in the center position of the water surface. When the source is moved to the walls the pressure and velocity profiles for the three cases become considerably different. At any point along the center line the tank with hard walls shows the highest value, whereas the tank with flexible walls shows the smallest values of all the models as can be seen in the bottom graphs of figure 4. Near the bottom of the tank the SPL in the hard walled tank gets nearly 16 dB higher than the flexible walled tank, whereas it gets almost 10 dB more than the open water case.

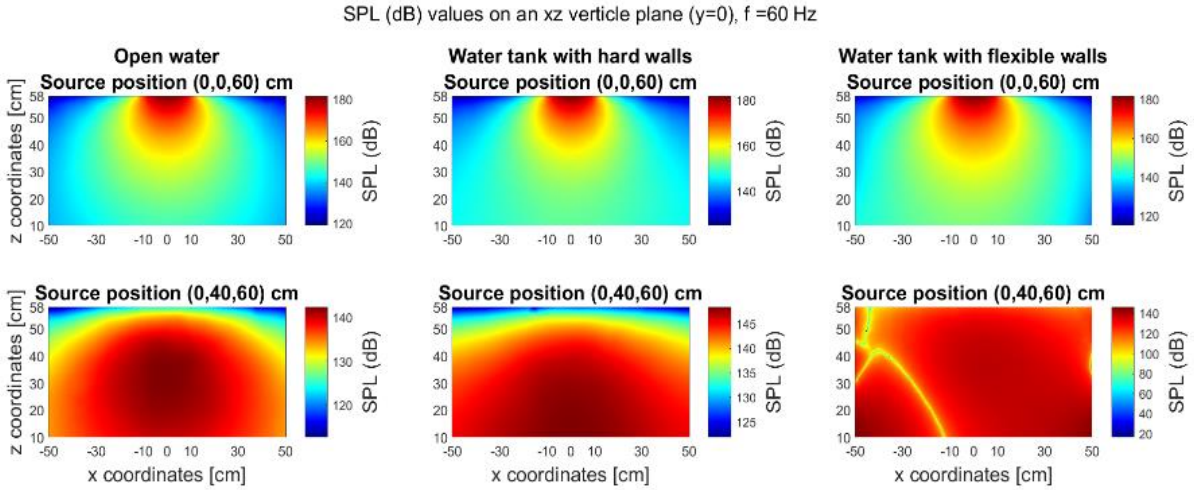


Figure 3 – SPL profiles of a vertical center plane, for the three cases at two source positions and frequency of 60 Hz.

4.2 Working dynamic range

The distribution of pressure inside the tanks is characterized in terms of the standard deviation of the SPL values inside the selected volume. Standard deviation of sample formula (division by n-1) is used to calculate the standard deviation of the SPL of all the recording points, for each frequency and each source location. At each source location the mean standard deviation over all the frequencies is shown in figure 5 for the three models. The results show that the standard deviation for a single location decreases smoothly and slightly (~1 dB) with increasing frequency over the selected range for the hard

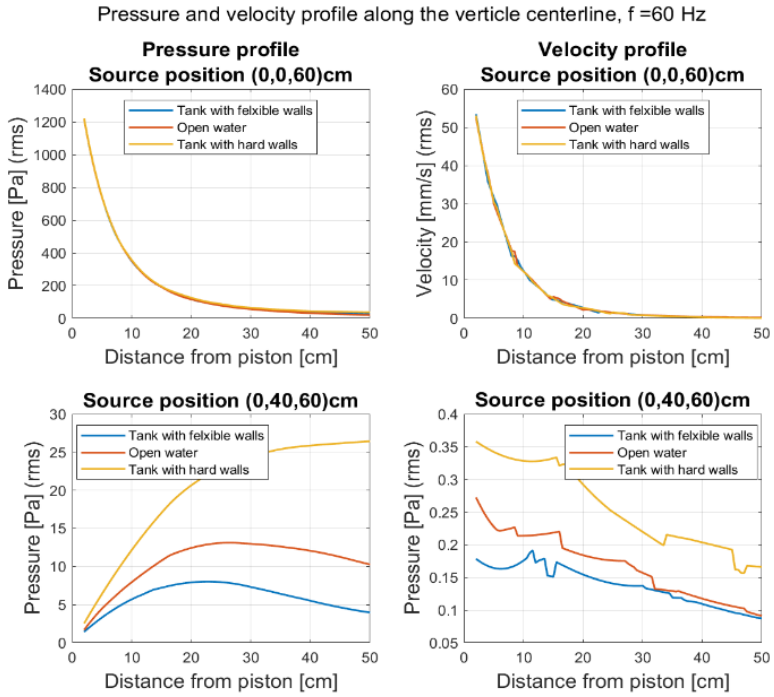


Figure 4 – Sound pressure and velocity profile along the vertical centerline for the same cases as figure 3.

wall and open water models. The tank with flexible walls shows the same trend of change in standard deviation with source position but it shows some peaks and dips at different frequencies in the selected range, this is because of the bending modes at the frequencies. Since the change in standard deviation with frequency is not that much, therefore it is not shown.

The standard deviation changes with changing the position of the piston as shown in figure 5. Only four source points are used for the flexible tank because of the limitations of the calculations. The dashed lines are just meant for grouping the same type of points and do not represent the actual physical scenario. The tank with flexible walls shows the highest standard deviation at the considered source location as compared to the other two models. For all the models considered, the center location of the

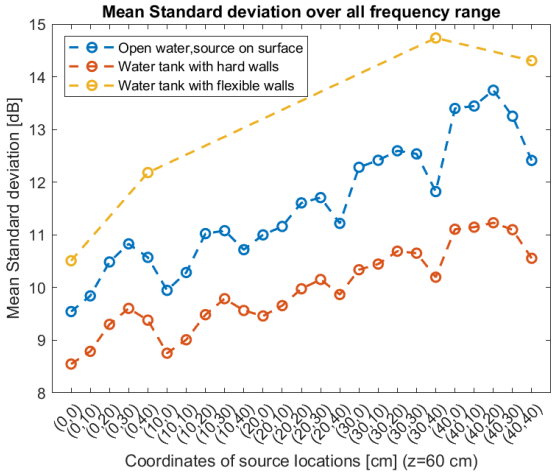


Figure 5- Mean standard deviation over all the frequency range for the all the three cases at each source position

sound source results in the smallest standard deviation while the corner location results in the largest standard deviation. It means that the center source location results in more uniform pressure distribution as compared to the corner locations. This can be seen in figure 6 where SPL in three horizontal planes is shown for the center source position and a source position closer to the walls, for the hard walled tank. It can be seen that overall, the dynamic range of SPL values is larger when the source is close to the walls as compared to when the source is in the center. And this results in higher standard deviation for the former position than the latter position.

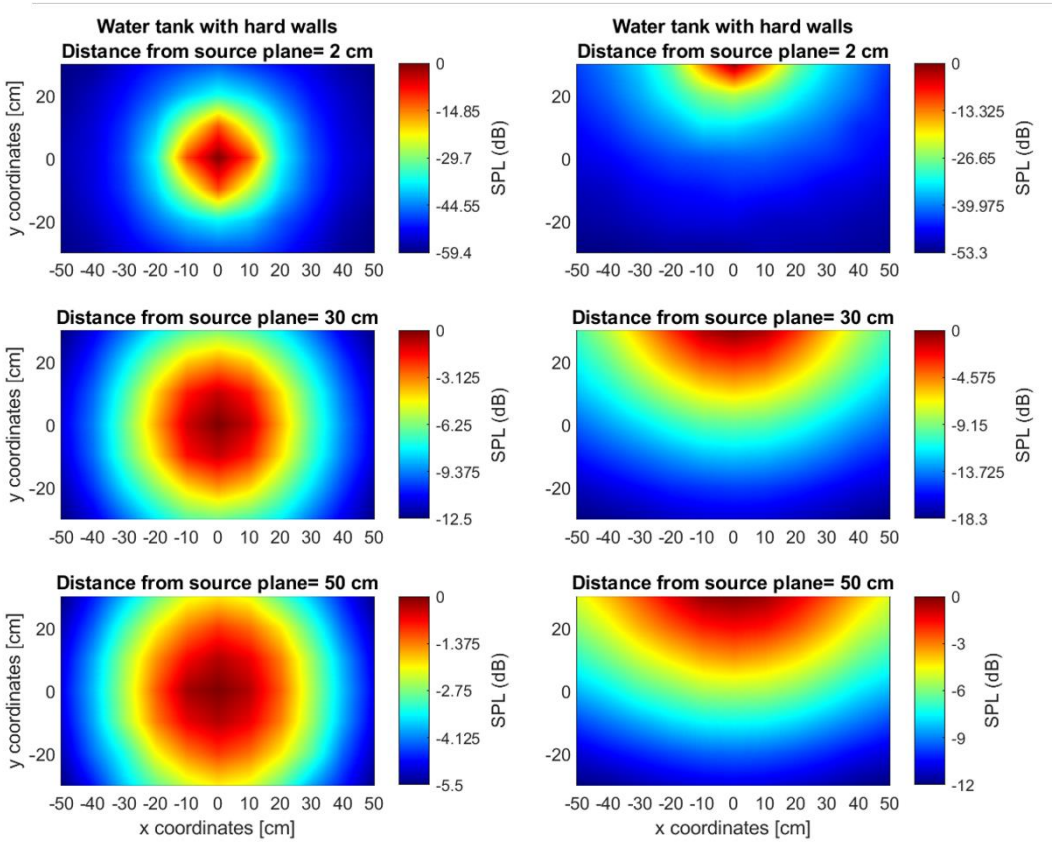


Figure 6 – SPL profiles of horizontal planes for tank with hard walls, as a result of two different source positions: one at the center and one closer to the wall. The overall dynamic range for the latter position is larger and hence the standard deviation.

5 Conclusions

Preliminary results based on the selected models and frequency range shows that the pressure distribution within the tanks can changes considerably with changing source position, with center position resulting in relatively uniform SPL distribution as compared to the other source locations.
A water tank with flexible walls can show bending modes that can change the pressure and velocity distribution considerably.

It can be concluded that studying fish behavior in one location in a tank based on recording on a different location in the tank may be misleading since the pressure distribution can change considerably sometimes, especially based on the source location. However, this conclusion is strictly based on the preliminary results of the considered models in the study and may not apply to other models/scenarios.

Acknowledgments

This research was financed by the European Union NextGenerationEU and FEDER funds under the projects PCI2022-135081-2 and PID2021-127426OB-C22 of the Ministry of Science and Innovation of Spain, respectively

References

[1] Bernhardt, J. R., & O'Connor, M. I. (2021). Aquatic biodiversity enhances multiple nutritional. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, (p. 11). Retrieved from https://doi.org/10.1073/pnas.1917487118

[2] Costello, C., Cao, L., & Gelcich, S. e. (2020). The future of food from the sea. *Nature 588*, 95-100.

[3] Dudgeon, D., Arthington, A., & Gessner, M. (2006). Freshwater biodiversity: importance, threats, status and conservation challenges. *Biological Reviews, 81*(2), 163–182. doi:doi:10.1017/S1464793105006950

[4] Häder, D., Banaszak , A., & Villafañe, V. (2020). Anthropogenic pollution of aquatic ecosystems: Emerging problems with global implications. *Science of The Total Environment, 713*.

[5] Chahouri, A., Elouahmani, N., & Ouchene, H. (2022). Recent progress in marine noise pollution: A thorough review. *Chemosphere, 291*.

[6] Hildebrand, J. (2004). *Sources of anthropogenic sound in the marine environment.* University of California San Diego,La Jolla, CA 92093-0205 , Scripps Institution of Oceanography.

[7] Liang, Z., Chunxia, M., & Haitao, X. (2014). Comparison of sound propagation characteristic between deep and. *Applied Mechanics and Materials*, 1198-1201.

[8] Davidson, J., & Frankel, A. (2007). Minimizing noise in fiberglass aquaculture tanks:Noise reduction potential of various retrofits. *Science Direct*, 125–131.

[9] Popper, A., & Fay, R. (2011). Rethinking sound detection by fishes. *Hearing Research*, 25-36.

[10] Radford, C., & Montgomery, J. e. (2012). Pressure and particle motion detection thresholds in fish: A re-examination of salient auditory cues in teleosts. *The Journal of Experimental Biology* ., 3429-3435

[11] Campbell, J., Sabet, S., & Slabbekoorn, H. (2019). Particle motion and sound pressure in fish tanks: A behavioural exploration of acoustic sensitivity in the zebrafish. *Behavioural Processes*, 38–47.

[12] Hawkins, A., & Fay, R. (2005). Parvulescu Revisited: Small Tank Acoustics for Bioacousticians. *Advances in Experimental Medicine and Biology*..

RESPUESTA HIDROACÚSTICA EN FRECUENCIA DE UN ENTORNO MARINO ESTRATIFICADO USANDO UN MÉTODO DISCRETO DE IMÁGENES COMPLEJAS

Sara Recondo[1], Andrés Prieto[1], Martin Eser[2]

[1]CITMAga, Universidade da Coruña, Spain
{sara.recondo@udc.es, andres.prieto@usc.es}
[2]Technical University of Munich, Germany
{m.eser@tum.de}

Resumen
El modelado hidroacústico y la predicción mecánica precisa de la respuesta de frecuencia de ambientes costeros submarinos es una tarea muy desafiante ya que requiere manejar las propiedades de heterogeneidad espacial ya sea en la columna de agua o en el fondo marino. Aquí se supone que dicha variabilidad espacial puede reproducirse considerando medios estratificados. Por lo general, la predicción del sonido de dispersión en esta configuración espacial se calcula fácilmente utilizando un método de matriz de transferencia estándar para un marco de onda plana. Sin embargo, para calcular el campo de presión producido por transductores de tamaño finito, se puede utilizar una representación integral de tipo Sommerfeld. Debido al comportamiento altamente oscilatorio del integrando en la trayectoria compleja donde se establece la representación integral, las reglas de cuadratura numérica estándar no son factibles. En el presente trabajo, se presenta el método de imagen compleja discreta en combinación con el método de matriz de transferencia para calcular diferentes escenarios.

Palabras clave: Acústica submarina, cuadratura numérica, integral de Sommerfeld, método de las imágenes complejas.

Abstract
The hydroacoustic modelling and the accurate mechanical prediction of the frequency response of underwater coastal environments is a very challenging task since it requires to handle the spatial heterogeneity properties either in the water column or in the seabed. Here, it is assumed that such spatial variability can be reproduced considering stratified media. Usually, the scattering sound prediction in this spatial configuration is easily computed using a standard transfer matrix method for a planewave framework. However, to deal with the computation of the pressure field produced by finite-sized transducers, a Sommerfeld integral scattering representation can be used. Due to the highly oscillatory behavior of the integrand in the complex path where the integral representation is stated, standard numerical quadrature rules are not feasible. In the present work, the discrete complex image method in combination with the transfer matrix method is presented for computing different scenarios.

Keywords: Underwater acoustics, numerical quadrature, Sommerfeld integral, complex image method.

PACS nº. 43.30.-k, 43.58.Ta

1 Introducción

La propagación de ondas acústicas en medios submarinos es de una gran complejidad, fundamentalmente por la variabilidad espacial de las condiciones del medio marino por las que se propaga. Por ejemplo, las diferencias de salinidad, temperatura, la presencia de elementos biológicos, o las propias corrientes del agua, son fenómenos físicos con una fuerte componente variable en las coordenadas espaciales [1]. De la misma forma, estos efectos también pueden ser encontrados en los sedimentos del fondo marino, en donde típicamente se pueden encontrar capas de lodos, arenas o rocas en diferentes espesores y disposiciones espaciales a lo largo de toda la costa [2]. Debido a la dificultad de cuantificar todos estos fenómenos físicos a lo largo de este trabajo se supondrá que los medios involucrados en la propagación acústica submarina de ondas acústicas es un medio estratificado, esto es, la variabilidad espacial se restringe únicamente a la componente espacial vertical y por tanto el medio marino fluido (agua de mar) como el fondo marino (sedimento poroso) se asumirá un medio multicapa, cuya geometría se describe como capas cuyas interfaces de acople son planos horizontales, perpendiculares al eje cartesiano vertical (véase la Figura 1)

Por lo general, la insonificación de la capa de agua se realiza mediante la utilización de transductores acústicos, que consisten básicamente en un objeto rígido flotante sobre la superficie libre del agua, en el cual está montado uno o varios actuadores piezoeléctricos, los cuales vibran y generan una señal acústica centrada a ciertas frecuencias nominales de interés, la cual se propaga a través de la columna de agua estratificada, y se refleja y transmite a lo largo de las diferentes capas. En el caso del cálculo de ondas planas, este fenómeno de propagación, reflexión y transmisión de la señal se calcula fácilmente utilizando un método de matriz de transferencia estándar [3] para un marco de trabajo basado en ondas planas, ya sean estas, con incidencia normal (dependientes únicamente de la coordenada cartesiana vertical) o con incidencia oblicua (donde el vector número de onda no es perpendicular a las interfaces de las capas del medio estratificado).

Sin embargo, para calcular el campo de presiones producido por transductores de tamaño finito, el campo espacial está lejos de ser una onda plana (con frentes de onda planos), y, de hecho, tampoco se corresponden con ondas que se puedan caracterizar de forma simple mediante ondas cilíndricas o esféricas. Al contrario, el campo de directividad del campo de presiones generado por el transductor acústica tiene una forma compleja, habitualmente con un lóbulo principal centrado en la dirección vertical. Una forma razonablemente eficiente de representar este tipo de campo de presiones em medios fluidos compresibles con disipación consiste en el uso de una representación integral de tipo Sommerfeld, donde de forma inmediata se puede introducir el campo de directividad arbitrario como un dato conocido que debe ser evaluado en su integrando. Uno de los mayores inconvenientes de este tipo de representaciones integrales está focalizado en el comportamiento altamente oscilante del integrando, el cual involucra no solo el campo de directividad del campo incidente, sino también los coeficientes de reflexión y transmisión en cada capa del medio estratificado, asociado a cada una de las ondas cilíndricas que se excitan en el fenómeno de propagación de ondas [4].

Por tanto, sobre el camino complejo donde se establece la representación integral, la evaluación numérica de este tipo de representaciones integrales deben utilizarlas reglas de cuadratura numérica precisas para manejar estos núcleos altamente oscilantes. Para ello, o bien se utilizan reglas de cuadratura numérica de alto orden [5] (con una grande cantidad de nodos de cuadratura y por tanto muy costosas desde el punto de vista computacional), técnicas de cuadratura numérica específicas para funciones oscilantes, como las reglas de Filon o Levin [6], las cuales pueden sufrir de problemas de convergencia debido a las singularidades del integrando a ciertas frecuencias debido a los polos del los coeficientes de transmisión y reflexión del problema de propagación de ondas. Por el contrario, en el presente trabajo, se utiliza el método de las imágenes complejas, el cual se ha introducido de forma exitosa para la caracterización de materiales porosos (véase [7]) en combinación con el método de matriz de transferencia para calcular el coeficiente de reflexión y así evaluar el campo reflejado, medido desde el transductor acústico en diferentes configuraciones de escenarios marinos. Estos casos serán utilizados

para ilustrar la eficiencia computacional del método y la robustez y precisión de esta metodología numérica en comparación con otras fórmulas de cuadratura numérica clásicas.

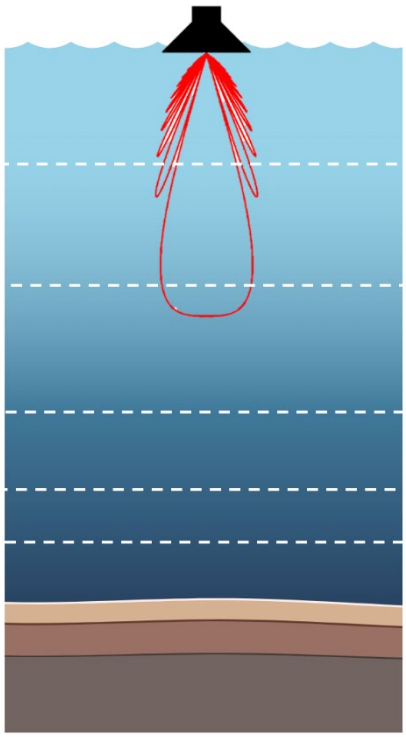


Figura 1 – Medio submarino estratificado cuyas interfaces son planos horizontales (señalados con líneas discontinuas) y donde se sitúa un transductor acústico (elemento resaltado en negro) en la superficie libre del fluido que genera un campo acústico cuya directividad es no plana (curva en rojo).

2 Modelización matemática

Dado que el fenómeno de propagación acústico depende de la señal del transductor acústico que habitualmente posee una frecuencia de trabajo nominal característica, es posible asumir que el fenómeno de propagación, transmisión y reflexión en el medio estratificado se realiza a dicha frecuencia, y, por tanto, se puede suponer un modelo matemático en el dominio de la frecuencia. La descripción de los fenómenos ondulatorios en régimen armónico se puede realizar tanto en términos de la presión por medio de la ecuación de Pekeris [8] o bien usando el campo vectorial de desplazamiento o de velocidades. Tanto una como otra formulación se va a resolver de forma analítica mediante el método de transferencia de matrices, ninguna de ellas posee una ventaja computacional, y por simplicidad, se ha escogido una formulación en presiones. Supondremos que la columna de agua está formada por N capas, cada una de ellas es considerada como un fluido compresible isentrópico que posee disipación. Para tener en cuenta la dependencia en frecuencia tanto de los fenómenos de inercia como de compresibilidad, los cuales introducen los fenómenos de dispersión y disipación en cada una de las capas, se utiliza por tanto un modelo de fluido equivalente, similar al utilizado en medios porosos de parte sólida rígida, de tal forma, que la ecuación que gobierna el campo de presiones p_j en la capa j con $j = 1, \dots, N$ viene dada por

$$-\omega^2 \rho_j(\omega) p_j - \operatorname{div}\left(K_j(\omega) \nabla p_j\right) = 0\,, \tag{1}$$

donde ω es la frecuencia angular a la que se asume trabaja el transductor acústico, y $\rho_j(\omega)$ y $K_j(\omega)$ son la densidad de masa dinámica y el módulo de compresibilidad dinámico, respectivamente, asociado a la capa j en el modelo de fluido equivalente (1). Este tipo de modelos ya has sido utilizados en contextos de hidroacústica (véase por ejemplo [9]).
Para acoplar las diferentes capas del medio estratificado, se han impuesto condiciones cinéticas y cinemáticas que garantizan la continuidad de los campos de presión acústica y del campo de velocidades entre dos capas consecutivas, esto es,

$$\begin{aligned} p_{j-1} &= p_j && \text{at} \quad z = a_{j-1}, \\ \frac{1}{\rho_{j-1}(\omega)} \frac{\partial p_{j-1}}{\partial \mathbf{n}_{j-1}} &= \frac{1}{\rho_j(\omega)} \frac{\partial p_j}{\partial \mathbf{n}_{j-1}} && \text{at} \quad z = a_{j-1}, \end{aligned} \tag{2}$$

donde $\mathbf{n}_{j-1}$ es el vector normal a la interfaz de acople entre las capas $j-1$ y j que está situada en el plano $z = a_{j-1}$. Para completar el sistema de ecuaciones, y por simplicidad en la exposición de las ideas de este trabajo, se ha supuesto que el fondo del sedimento marino es rígido

$$\frac{1}{\rho_N(\omega)} \frac{\partial p_N}{\partial \mathbf{n}_{N-1}} = 0 \qquad \text{at} \quad z = a_{N-1}, \tag{3}$$

y que la presión atmosférica no introduce ninguna carga sobre la superficie libre de la columna de agua

$$p_1 = 0 \qquad \text{at} \quad z = 0. \tag{4}$$

Una vez resulto el problema de propagación de ondas planas usando diferentes vectores números de onda (tanto aquellos con valores reales que representan ondas propagativas como aquellos que tienen valores complejos y que por tanto modelan ondas evanescentes), el campo de presiones p_j en cada una de las capas se puede escribir usando la formulación integral de tipo Sommerfeld

$$\begin{aligned} P_j(x,y,z) = {} & ik_j(\omega) \int_0^{\pi/2-i\infty} R_j(\omega,\theta) J_0(k_j(\omega)\sqrt{x^2+y^2}\sin(\theta)) e^{-ik_j(\omega)z\cos(\theta)} \hat{S}(\theta)\sin(\theta)\mathrm{d}\theta \\ & + ik_j(\omega) \int_0^{\pi/2-i\infty} T_j(\omega,\theta) J_0(k_j(\omega)\sqrt{x^2+y^2}\sin(\theta)) e^{-ik_j(\omega)z\cos(\theta)} \hat{S}(\theta)\sin(\theta)\mathrm{d}\theta\,, \end{aligned} \tag{5}$$

donde $k_j(\omega) = \sqrt{K_j(\omega)/\rho_j(\omega)}$ es el número de onda en la capa j, J_0 es la función de Bessel de primera clase y orden cero. La variable θ representa en ángulo de incidencia de las ondas planas en el caso en el que toma valores reales. Los coeficientes de reflexión y transmisión en la capa j están denotados por R_j y T_j, los cuales dependen de la frecuencia angular y del ángulo de incidencia.
Dos de los principales problemas de la integración de las expresiones que aparecen involucradas en la representación integral de Sommerfeld son: (a) el núcleo altamente oscilante que aparece en el producto de la exponencial y la función Bessel, y (b) las posibles singularidades que los coeficientes de reflexión y transmisión potencialmente podrían poseer a lo largo del camino del plano complejo donde se integral el valor de la presión. Ambas dificultades se pueden evitar usando el método de las imágenes complejas [7] en donde se pueden interpretar la posición de los nodos de cuadratura como la posición en el plano complejo de una serie de monopolos con la característica espacial de estar centrados en puntos espaciales con coordenadas complejas.

3 Resultados numéricos preliminares

La evaluación numérica de la representación integral de Sommerfeld requiere un cambio de variable sencillo para evitar problemas de redondeo en la evaluación de las expresiones con crecimiento

exponencial, reescribiendo los integrandos en términos de las nuevas variables $u = \cos\,\theta$ para $\theta \in [0, \pi/2]$ y $t = -i\cos\,\theta$ para $\theta \in [\pi/2, \pi/2 - i\infty)$.
Para comprobar de forma preliminar, la precisión y robustez de las fórmulas de cuadratura para evaluar el campo de presiones en el campo cercano del transductor acústico, los siguientes valores han sido utilizados: $\omega = 100\pi$ rad/s, $\alpha = 6.4 \times 10^{-16}$ s, $c = 1430$ m/s, $(x, y, z) = (0{,}0, -0.3)$m. Además, para generar el campo de directividad no plano, se ha utilizado un modelo paramétrico de tipo "end-fire" array, donde se debe especificar la amplitud de la fuente volumétrica y la longitud del array.
Para analizar en detalle el comportamiento numérico de las fórmulas de cuadratura numérica, este análisis debe realizarse por separado, en la parte real y en la parte imaginaria del camino complejo de integración, ya que en la parte real (un intervalo acotado en u), el integrando involucra un núcleo altamente oscilante, mientras que en el camino complejo (un intervalo no acotado en t), el integrando decae exponencialmente. De esta forma, en el caso de la cuadratura numérica en el camino real $u \in [0{,}1]$, se han utilizado reglas de cuadratura numérica tales como la regla trapezoidal compuesta, y las reglas de cuadratura de Clenshaw-Curtis, Gauss-Legendre, y las reglas anidades de Gauss-Patterson. En el caso de las fórmulas de cuadratura sobre el camino imaginario, para $t \in [0, \infty)$, las fórmulas de cuadratura de Gauss-Laguerre han sido utilizadas, pero también las mencionadas anteriormente para el camino real, pero aplicadas a un intervalo truncado $[0, T]$ con $T = 100/k_1(\omega)$.

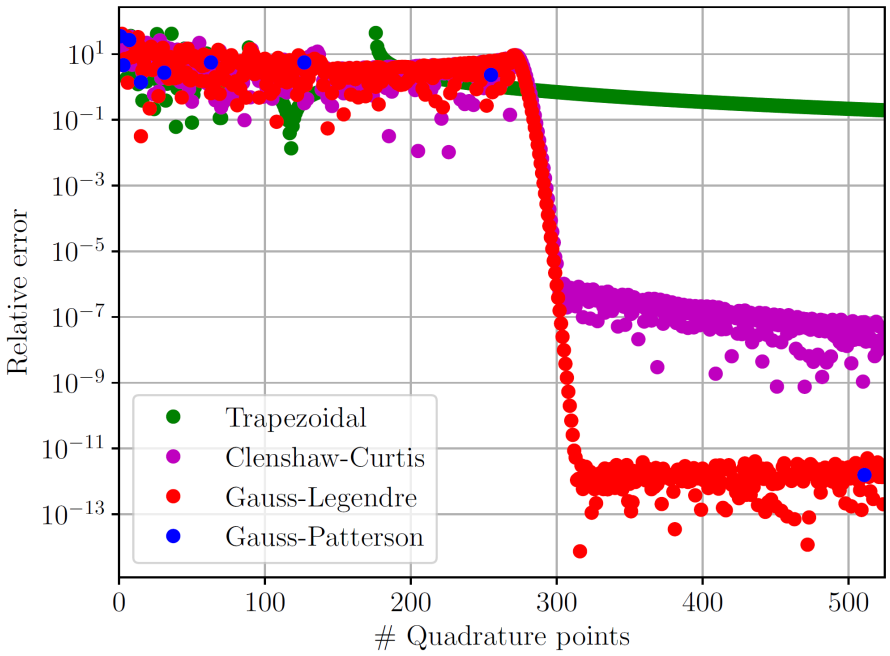


Figura 2 – Error relativo de las diferentes fórmulas de cuadratura numérica usadas sobre la representación integral de tipo Sommerfeld en el camino real.

Estos procedimientos de cuadratura se han probado en dos escenarios simples donde está disponible una solución analítica de forma cerrada para el cálculo del valor integral, suponiendo una única capa y donde el fondo marino se ha supuesto rígido. Los resultados numéricos para el camino real y para el camino imaginario se muestran en las Figuras 2 y 3, respectivamente.

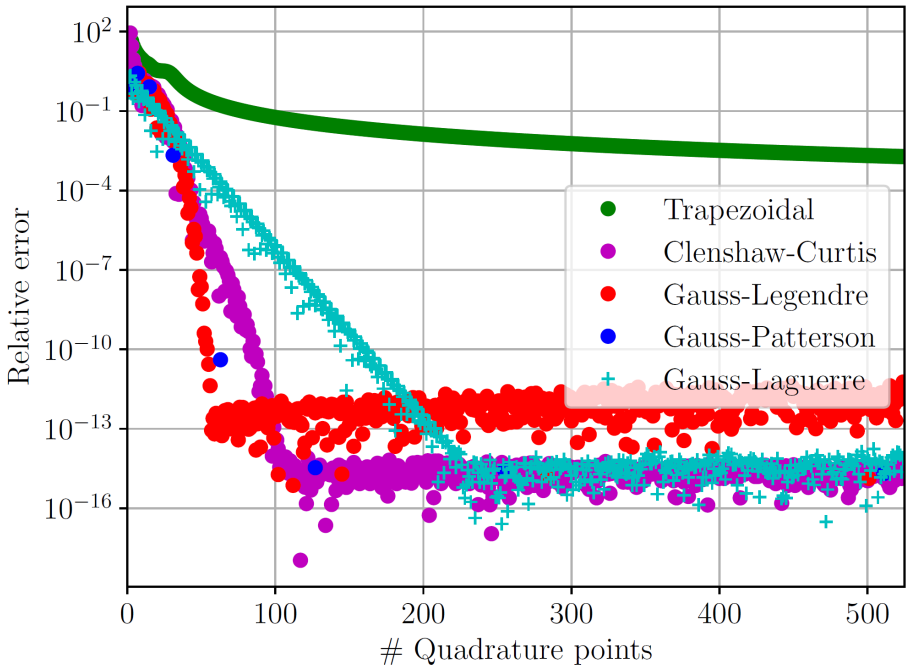


Figura 3 – Error relativo de las diferentes fórmulas de cuadratura numérica usadas sobre la representación integral de tipo Sommerfeld en el camino complejo.

Como conclusión preliminar, se puede deducir de estas experiencias numéricas que el mejor redimiendo en cuanto al error cometido en la evaluación de las representaciones integrales por las diferentes reglas de cuadratura, ha sido se usará la regla anidada de Gauss-Patterson con orden 511 (que se corresponde con el octavo nivel de anidamiento).

Agradecimientos

La primera y el segundo autor están parcialmente financiados por el programa de doctorado industrial 19/IN606D/2021/2609949 financiados por la Xunta de Galicia (Agencia Gallega de Innovación y Consellería de Cultura, Educación e Universidade) y también por el proyecto NumSeaHy, con referencia TED2021-131660B-I00 financiado por MICIU/AEI /10.13039/501100011033 y por la Unión Europea NextGenerationEU/ PRTR.

Referencias

[1] Lurton, X. (2002). *An Introduction to Underwater Acoustics: Principles and Applications*. Springer Science & Business Media.

[2] Buckingham, M. J. (1997). Theory of acoustic attenuation, dispersion, and pulse propagation in unconsolidated granular materials including marine sediments. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 102(5), 2579-2596.

[3] Dell, A., Krynkin, A., Horoshenkov, K. V. (2021). The use of the transfer matrix method to predict the effective fluid properties of acoustical systems. *Applied Acoustics*, 182, 108259.

[4] Brekhovskikh, L. (2012). *Waves in Layered Media* (Vol. 16). Elsevier.

[5] Hale, N., & Townsend, A. (2013). Fast and accurate computation of Gauss--Legendre and Gauss--Jacobi quadrature nodes and weights. *SIAM Journal on Scientific Computing*, 35(2), A652-A674.

[6] Deaño, A., Huybrechs, D., Iserles, A. (2017). *Computing Highly Oscillatory Integrals*. Society for Industrial and Applied Mathematics.

[7] Eser, M., Gurbuz, C., Brandão, E., Marburg, S. (2021). Direct discrete complex image method for sound field evaluation above a non-locally reacting layer. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 150(5), 3509-3520.

[8] Pekeris, C. L. (1948). Theory of propagation of explosive sound in shallow water. *Geological Society of America Memoirs*, 1-116.

[9] Li, J. F., & Hodgson, M. (1998). Development and evaluation of equivalent-fluid approximations for sea-bottom sound reflection. *Canadian Acoustics*, 26(1), 3-11.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PRELIMINARY DESIGN OF A PARTICLE MOTION SENSOR FOR UNDERWATER ACOUSTICS APPLICATIONS

J. D. Pastor Sar[1], J. Carbajo San Martín[1], P. Poveda Martinez[1], J. Ramis Soriano[1], E. G. Segovia-Eulogio[1]

[1] University of Alicante
{jdps4@gcloud.ua.es, jesus.carbajo@ua.es, pedro.poveda@ua.es, jramis@ua.es, enrique.gonzalo@ua.es}

Resumen

La acústica submarina es crucial en la comunicación y el comportamiento de la fauna marina, priorizando la sensibilidad de los peces al desplazamiento de partículas sobre la presión sonora. Esto enfatiza la necesidad de sistemas multidireccionales con hidrófonos y/o acelerómetros para el análisis y la conservación. Este estudio tiene como objetivo explorar el desplazamiento de partículas desde una fuente de sonido submarina y su relación con el nivel de presión sonora generado mediante el desarrollo de un sensor preliminar capaz de medir la magnitud vectorial del desplazamiento de partículas. Investigaremos con herramientas analíticas y numéricas algunos factores, como la distancia entre el sensor y la fuente, y el diámetro del sensor, que pueden afectar las mediciones, observando y verificando así los rangos de operación del sensor, particularmente en términos de gradiente de presión (diferencia de presión en dos puntos específicos a una distancia dada) basados en estos diferentes parámetros.

Palabras Clave: acústica submarina, desplazamiento de partícula, sensor de gradiente de presión

Abstract

Underwater acoustics are crucial to the communication and behaviour of marine fauna, prioritising the sensitivity of the sensitivity of fish to particle displacement versus sound pressure. This highlights the need for multidirectional systems with hydrophones and/or accelerometers for analysis and conservation. This study aims to investigate the particle displacement from an underwater sound source and its relationship to the with the generated sound pressure level by developing a preliminary sensor capable of measuring the vector magnitude of particle displacement. We will use analytical and numerical tools to investigate some factors such as the distance between the between the sensor and the source, and the diameter of the sensor, which may affect the measurements, in order to observe and verify the working ranges of the sensor, in particular with regard to the pressure gradient (pressure difference between two specific points at a given distance) based on these different parameters.

Keywords: underwater acoustics, particle motion, pressure gradient sensor

PACS nº. 43.30.-k, 43.30 Xm, 43.30 Yj

1. Introduction

Seas and oceans are extremely complex ecosystems in which much of the survival of species depends on their ability to analyse and interpret their environment. However, the environmental conditions to which they are exposed make it very difficult to use their senses. In this context, sound plays a fundamental role in the biological cycle of animals. The sounds that exist under the sea, in short, the soundscape, allow fish to obtain relevant information about territorial disputes, predator attacks or even reproductive situations [1], which is essential for the survival of the species. In short, it allows them to learn about their environment and communicate with other species [2].

Unfortunately, human activity in oceans and seas has increased significantly in recent decades [3], particularly due to the development of fishing, aquaculture and oil exploration. As a result, marine species extract information from a soundscape composed not only of biological and geological sound sources, but also of anthropogenic sound sources. Increasing levels of background noise degrade interspecies communication by masking biological sounds and disrupt life processes by altering behaviours, thereby harming marine species [4]. At the same time, noise can cause physical problems through internal injuries or damage to animals' sensory systems [5].

Fish hearing is an extremely complex and efficient system that provides the individual with information not only about the sound, but also about the direction from which the sound is coming [6]. It is sensitive to gravity, acceleration and centrifugal force and therefore responds not to changes in pressure but to changes in kinetic energy. This energy is due to the oscillatory motion of the particles in the medium and can therefore be described in terms of displacement, velocity or acceleration. It is therefore a vector quantity. Considering the auditory system of fish, it is essential to include particle motion as a key quantity when monitoring the soundscape or studying the effects of noise on marine animals [7].

This work shows a preliminary study on the design of particle motion sensors. A parametric study is carried out to determine the influence of different parameters on the accuracy of the devices. In particular, the sound pressure radiated by a source is established numerically. From the propagated wave, the pressure and velocity at a point are determined, comparing the results obtained with and without the presence of a sensor.

2. Background Theory

2.1. Particle motion

As previously indicated, it is possible to establish a direct relationship between the particle motion and the kinetic energy of sound waves. This energy will be of particular significance in the near field region (Snell region), whereas in the far field (Fraunhofer region), the potential energy associated with acoustic pressure becomes more relevant due to the compression and expansion of the fluid. The particle motion, which can be described by displacement, velocity, or particle acceleration, is a vector quantity that provides information not only about the amplitude but also about the direction.

The movement of particles along a direction r can be obtained by temporal integration of Euler's equation. This equation describes the propagation of sound waves through a fluid as a function of pressure, density, and velocity (eq. 1).

$$\frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} \tag{1}$$

So, the particle motion in the fluid, ξ, can be obtained as:

$$\xi = \int \left(-\frac{1}{\rho}\int \frac{\partial p}{\partial r} dt\right) dt \tag{2}$$

where p is the acoustical pressure and ρ is the fluid density (water density ≈ 1000 kg/m^3).

Given that particle motion represents a vector quantity, it is necessary to utilise vector sensors in order to determine its value experimentally. Among the most commonly employed sensors are those based on the pressure gradient. These devices permit the establishment of the particle velocity at a specific point in space. In order to achieve this, it is necessary to utilise two pressure sensors, situated at a specific distance apart in the direction of interest. The particle velocity will be obtained from the pressure signal recorded by each sensor by finite difference approximation in accordance with eq. 3.

$$v = \frac{1}{\omega\rho}\left(P\left(x + \frac{\Delta}{2}\right) - P\left(x - \frac{\Delta}{2}\right)\right) \tag{3}$$

where Δ is the distance between both sensors and determines the characteristics of the measuring device in terms of bandwidth and sensitivity; and ω is the angular frequency.

2.2. Analytical approach

In the case of a sound source situated at a considerable distance from the point of interest, in comparison to the wavelength, a direct correlation can be observed between the pressure at a specific point and the particle motion. Nedelec [8] proposed eq. 4, which allows the displacement to be calculated from the pressure provided by a single sensor.

$$\xi(r) = \frac{P}{\omega\rho c}\left(1 + \left(\frac{c}{\omega r}\right)^2\right)^{\frac{1}{2}} \tag{4}$$

where r is the distance between the source and the measurement point.

3. Methodology

Before embarking on a detailed description of the specific techniques employed in this study, it is first necessary to provide an overview of the analytical and numerical methods used to simulate sound propagation in a fluid medium. The tools described in this section serve as the foundation for the present study.

3.1. Integral de Rayleigh

Any object that is vibrating at a specific excitation frequency will generate an acoustic pressure. It is therefore of interest to quantify this radiation across a given space. One of the most prevalent methods is the resolution of the Rayleigh Integral. This analytical method provides data on the radiation at any location in space at any angle of elevation and azimuth of a flat vibrating surface embedded on an infinite plane (Fig. 1). The vibrating surface is defined by its normal velocity, which allows the radiated acoustic pressure to be calculated using the eq. 5.

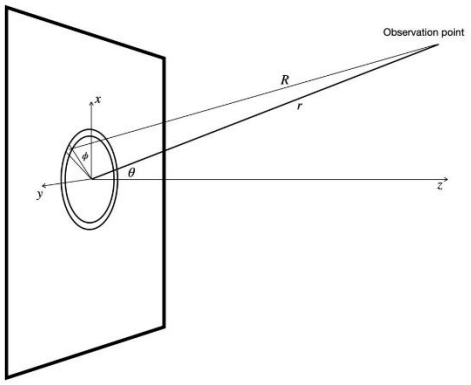


Figure 1 – Coordinates system of a vibrating surface of dimensions $l_x \cdot l_y$ mounted in an infinite plane.

$$P(r) = \frac{j\omega\rho}{2\pi} \int_S \frac{v_n |r - r_0| e^{-jk|r-r_0|}}{|r - r_0|} \partial x \partial z \tag{5}$$

In the above expression, $|r - r_0| = \sqrt{(x - x_0)^2 + \left(y - y_0\right)^2 + (z - z_0)^2}$.

3.2. Numerical simulation BEM

In the case of models where there is a weak coupling between the vibrating element and the surrounding fluid, it is possible to address both problems independently. In the case of radiation in the fluid, the Kirchhoff-Helmholtz integral (eq. 6) can be employed to evaluate the radiated acoustic pressure at a point r in space [9]. This expression makes use of Green's functions, as defined in eq. 7.

$$p(r) = \int_S \left(p(r_s) \frac{\partial g(r - r_s)}{\partial n} - g(r - r_s) \frac{\partial p(r_s)}{\partial n} \right) dS \tag{6}$$

$$g(x) = \frac{e^{-jkx}}{4\pi x} \tag{7}$$

The quantity n represents the normal component of the integration element. Given the complexity of the expression, it is possible to develop it in terms of linear algebra, using matrix operations.

$$p = -j\rho_0\omega(H + 0.51I)^{-1}Gv \tag{8}$$

where G and H represent square matrices of the Green's function and its first derivative, respectively, while I is the identity matrix. p and v denote the pressure and velocity vectors of the discretisation nodes, respectively.

This expression can be employed for the modelling of radiation problems both within and outside a volume. This constitutes the foundation of the Boundary Element Method (BEM). One of the principal advantages of this method in comparison to other numerical techniques, such as the Finite Element Method (FEM), is that only the boundary elements require discretisation, which significantly reduces the computational cost of the problem.

4. Analysis and Results

4.1. Results comparison between analytical and numerical modellings

The study presented in this work is conducted numerically. In order to achieve this, the outcomes yielded by the Rayleigh Integral and the BEM method are initially contrasted. In both cases, the radiation of a circular piston with a diameter of 20 cm in free space is considered. The space is filled with water, with a propagation velocity of 1500 m/s.

A comparison is conducted between the two methods for frequencies of 250, 500, 1000, and 2000 Hz. Fig. 2 presents an example of the pressure and velocity field obtained using the Rayleigh Integral.

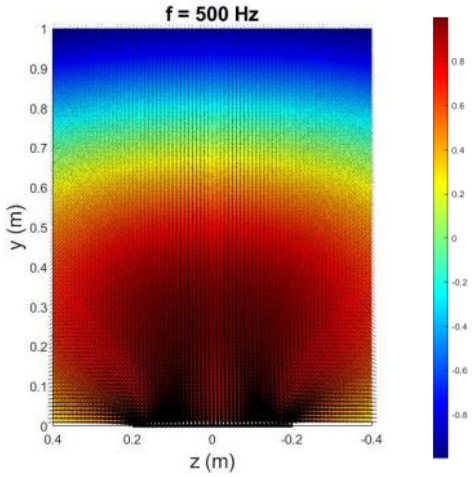


Figure 2 – Sound pressure field radiated by a circular piston in the perpendicular plane (normalized). Arrows represent the velocity at each point

In order to facilitate a comparison of the results obtained in each case, it is necessary to establish the pressure and velocity along a perpendicular axis of the piston. As illustrated in Fig. 3, the outcomes of the two methods are found to be identical.

4.2. Parametric study of sensor

Once the validity of the designed models has been confirmed, a parametric study will be conducted to determine the validity ranges of a particle motion sensor based on the pressure gradient method. In order to achieve this, the pressure and velocity have been determined at a point for three sensor diameters, three distances from the sensor to the source, and three angles of incidence of the wave front. Table 1 provides a summary of the parameters that have been analysed.

Table 1 – Parameters used in the study and their respective values

Parameters	**Values**
Sensor diameter, D2 (m)	0.06; 0.12; 0.18
Distance between sensor and source, d (m)	0.5; 1; 3
Incidence angle, θ (º)	0; 30; 60
Analysis frequencies, Hz	250; 500; 1000; 2000

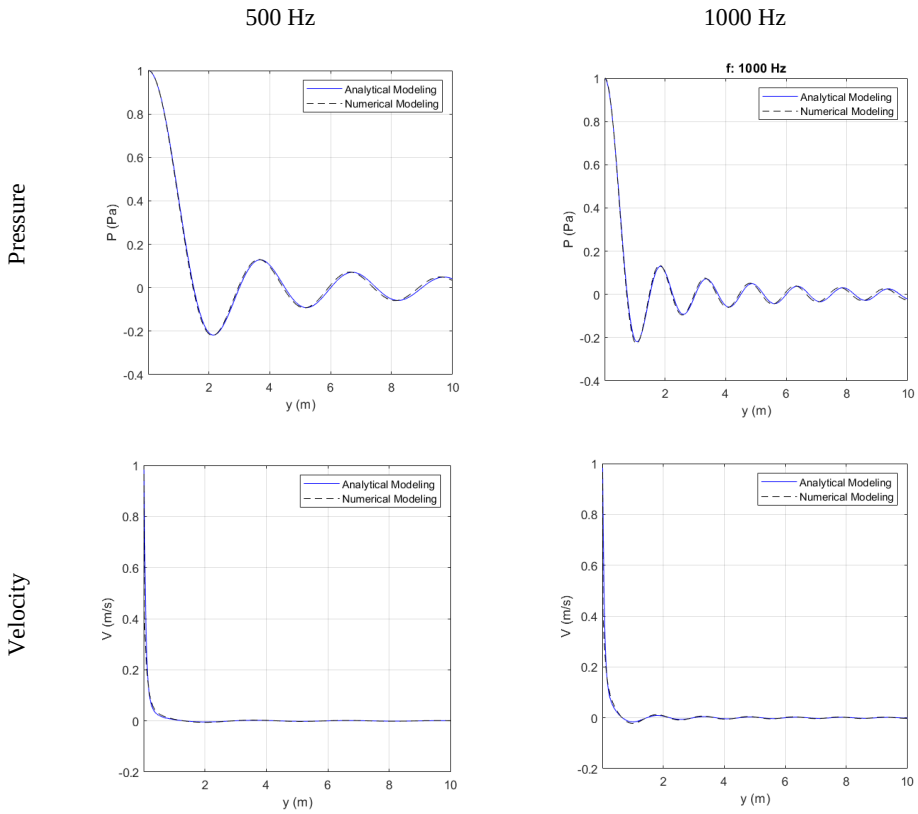
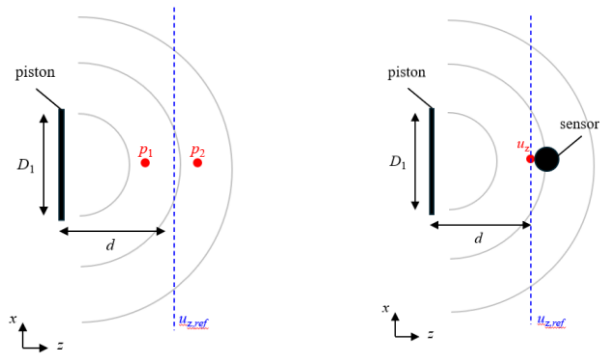


Figure 3 – Preassure and velocity (normalized) along an axis perpendicular to the piston (axial direction).

In order to ascertain the degree of precision of the sensor in each scenario, two different situations are compared: propagation without a sensor and propagation with a sensor in the presence of a rigid sphere (Fig. 4). In each case, the pressure and velocity are calculated at two points in space that are representative of the sphere's surface (opposite ends are used for gradient calculation). The data obtained allows for the calculation of both pressure and velocity at the point corresponding to the centre of the sphere, enabling a comparison of the results in both situations.



(a) (b)

Figure 4 - Schematic of numerical model: (a) model without sphere, (b) model with sensor - rigid sphere.

Fig. 5 illustrates the outcomes of the experiment conducted at 500 and 1000 Hz, comparing the pressure and velocity along the axis perpendicular to the centre of the piston with and without the sensor. As can be observed, the pressures obtained on both sides of the rigid sphere exhibit minimal variation when the sensor is introduced in comparison to when the wave propagates freely without obstacles. In this instance, the calculation of pressure at the midpoint and, consequently, the velocity will result in a minor discrepancy. However, when the same comparison is made with respect to velocity, a significant deviation is observed. In this instance, since velocity is a vector quantity, it is more susceptible to the scattering of the sphere.

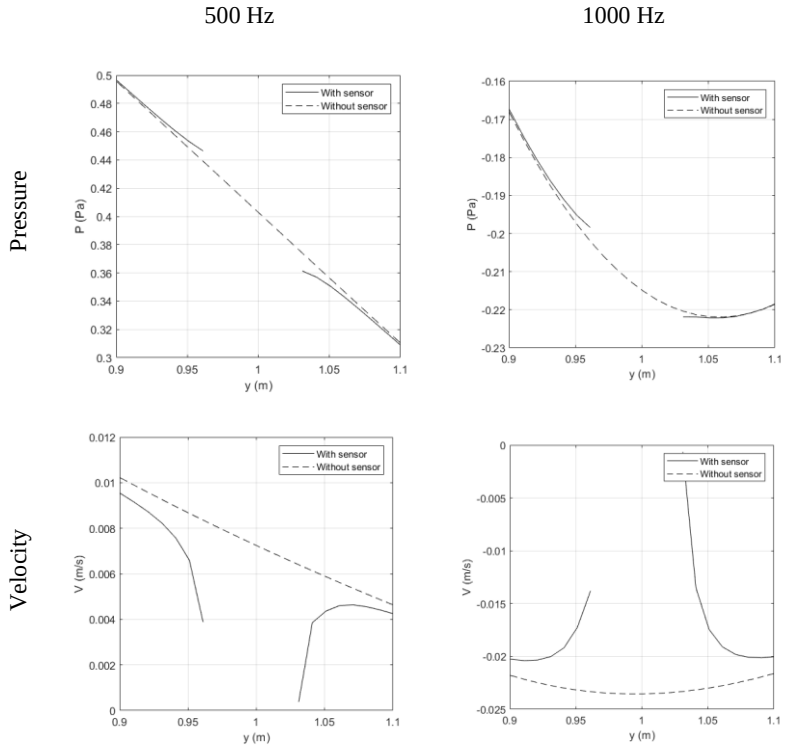


Figure 5 –Pressure and velocity (normalized) along an axis perpendicular. Continuous line: with sensor; doth line: without sensor.

The results obtained in all configurations have been subjected to statistical analysis, with the aim of determining the extent of deviation between propagation with and without the sensor. The following tables present the values obtained. In all cases, a greater deviation was observed when considering the pressure on the walls of the sensor.

Table 2 – Pressure Gradient Sensor: Relative errors by means of the sensor diameter. Distance source-sensor.

$d(m)$	*250 Hz*	*500Hz*	*1k Hz*	*2k Hz*
0.5	0.13	0.14	0.21	1.06
1	0.12	0.18	0.41	1.25
3	0.19	0.24	0.46	1.32

Table 3 – Velocity: Relative errors by means of the sensor diameter. Distance source-sensor.

$d(m)$	*250 Hz*	*500Hz*	*1k Hz*	*2k Hz*
0.5	91.80	93.67	96.14	98.05
1	88.23	92.70	96.68	98.00
3	88.50	94.50	97.00	98.50

Table 4 – Pressure Gradient Sensor: Relative errors by means of the sensor diameter. Diameter.

D_2 (m)	*250 Hz*	*500Hz*	*1k Hz*	*2k Hz*
0.06	0.12	0.18	0.40	1.26
0.12	0.05	0.19	1.04	4.31
0.18	0.34	0.40	2.08	9.24

Table 5 – Velocity: Relative errors by means of the sensor diameter. Diameter.

D_2 (m)	*250 Hz*	*500Hz*	*1k Hz*	*2k Hz*
0.06	88.23	92.69	96.69	98.01
0.12	96.20	97.65	98.83	99.42
0.18	98.71	99.22	99.62	99.83

Table 6 – Pressure Gradient Sensor: Relative errors by means of the sensor diameter. Incident angle.

θ (º)	*250 Hz*	*500Hz*	*1k Hz*	*2k Hz*
0	0.12	0.18	0.40	1.26
30	0.30	0.28	0.28	0.29
60	0.14	0.19	0.39	1.17

Table 7 – Velocity: Relative errors by means of the sensor diameter. Incident angle.

θ (º)	*250 Hz*	*500Hz*	*1k Hz*	*2k Hz*
0.06	88.23	92.69	96.69	98.01
0.12	28.90	55.65	75.64	8.50
0.18	91.20	95.53	97.00	98.33

4.3. Relation between sound pressure and particle motion

It is important to note that when discussing velocity, one is referring to a vector field. Upon interaction with the sensor, which is represented here by a rigid sphere, the wave transfers energy to different spatial components (x, y, z). Consequently, the effect of backscattering becomes particularly noticeable, resulting in a change in the value of this magnitude in comparison to propagation in free space (Fig. 6). The pressure gradient method yields results that are more closely aligned with reality, provided that an appropriate relationship exists between the wavelength of the emitted signal, the separation between measurement points, and the size of the sensor.

The influence of the sensor on the velocity of particles in the medium can be confirmed by studying the movement of a particle across the study plane (XY) and comparing positions away from the sensor to positions right on its surface (Fig. 7a). As observed, if the sensor is in the path of the particle, it is forced to redistribute energy among the different spatial components, creating an ellipse (Fig. 7b). Conversely, if the particle is in a region of free space, its movement follows a linear trajectory.

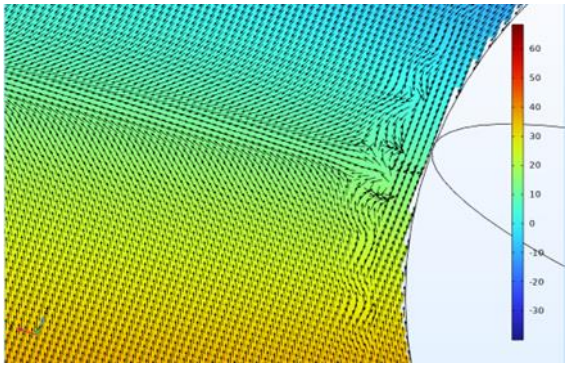
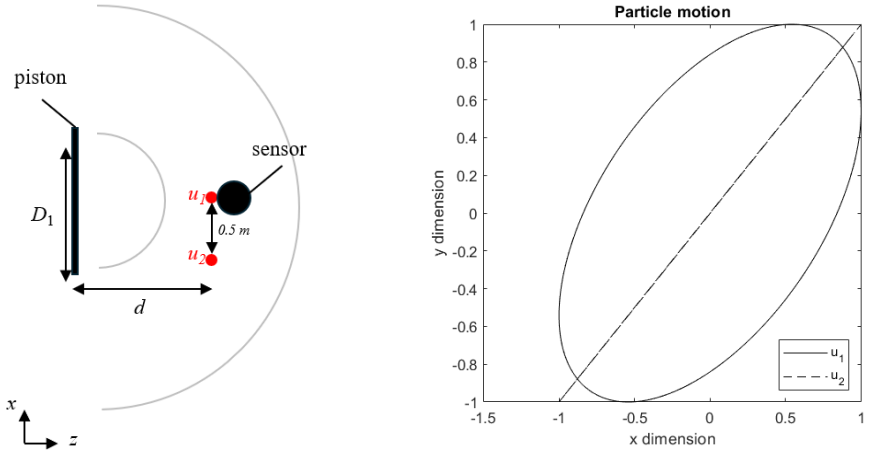


Figure 6 - Influence of the sensor at 2000 Hz. Arrows represent particle velocities



(a) (b)

Figure 7 - Numerical model: (a) velocity measurement scheme, and (b) particle displacement at the sensor boundary and in free space. Continuous line: point 1; doth line: point 2. (normalized)

5. Conclusions

The results of the study indicate that there are certain limitations associated with particle motion sensors based on pressure gradients. It is important to consider the distance from the source, the angle of incidence of the wave, and the size of the sensor itself when designing such devices. The results indicate that sensors based on direct measurement of velocity in the medium would result in greater deviations due to the backscattering effect when the wave interacts with the sensor and due to the vectorial properties of velocity. Nevertheless, there remain challenges in the use of pressure gradient sensors in confined environments due to the ambiguity in the direction of the received wave.

ACKNOWLEDGEMENTS

This research was financed by the European Union NextGenerationEU and FEDER funds under the projects PCI2022-135081-2 and PID2021-127426OB-C22 of the Ministry of Science and Innovation of Spain, respectively.

REFERENCES

[1] Carroll, A.G.; Przeslawski, R.; Duncan, A.; Gunning, M.; Bruce, B. (2017). A critical review of the potential impacts of marine seismic surveys on fish & invertebrates. Marine Pollution Bulletin. 114(1), 9-24. 2017. doi: 10.1016/j.marpolbul.2016.11.038.

[2] Ladich, F. (2019). Ecology of sound communication in fishes. Fish and Fisheries. 20(1). doi: 10.1111/faf.12368.

[3] Merchant, N.D.; Fristrup, K.M.; Johnson, M.P.; Tyack, P.L.; Witt, M.J.; Blondel, P.; Parks, S.E. (2015). Measuring acoustic habitats. Methods Ecol. Evol. 6. 257–265.

[4] Picciulin, M.; Sebastianutto, L.; Codarin, A.; Farina, A.; Ferrero, E.A. (2010). In situ behavioural responses to boat noise exposure of Gobius cruentatus (Gmelin, 1789; fam. Gobiidae) and Chromis chromis (Linnaeus, 1758; fam. Pomacentridae) living in a Marine Protected Area. Journal of Experimental Marine Biology and Ecology. 386(1-2), 125-132. doi: 10.1016/j.jembe.2010.02.012.

[5] Hawkins, A. (2023). The adverse effects of underwater sound upon fishes and invertebrates. Int. J. of Oceanograpy and aquaculture. 7(1).

[6] Pu, Y.; Hang, Z.; Wang, G.; Hu, H. (2022). Bionic Artificial Lateral Line Underwater Localization Based on the Neural Network Method. Appl. Sci. 2022, 12, 7241. doi: 10.3390/app12147241.

[7] Kaifu, K.; Akamatsu, T.; and Segawa, S. (2008). Underwater sound detection by cephalopod statocyst. Fish. Sci. 74, 781–786. doi: 10.1111/j.1444-2906.2008.01589.x

[8] S. L. Nedelec, J. Campbell, A. N. Radford, S. D. Simpson, and N. D. Merchant, “Particle motion: the missing link in underwater acoustic ecology,” Methods Ecol Evol, vol. 7, pp. 836-842, 2016.

[9] Kirchhoff, G., & Helmholtz, H. (1872), Vorlesungen über mathematische Physik: Mechanik, B.G. Teubner

[10] Green, G. (1828), An Essay on the Application of Mathematical Analysis to the Theories of Electricity and Magnetism, T. Wheelhouse

Tema 6

Acústica física e Materiais Acústicos

Acústica física y Materiales Acústicos

ABSORCIÓN ACÚSTICA DE UNA FACHADA VEGETAL MEDIANTE UNA PISTOLA DE IMPEDANCIA

M. A. Navacerrada[1], V. Oquendo-Di Cosola[2], L. Ruíz García[3] y F. Olivieri[2]

[1]Grupo de Acústica Arquitectónica, Escuela Técnica Superior de Arquitectura, Universidad Politécnica de Madrid, Avda. Juan de Herrera 4, 28040 Madrid (Spain)
{e-mail: mdelosangeles.navacerrada@upm.es}
[2]Departamento de Construcción y Tecnología Arquitectónicas, Escuela Técnica Superior de Arquitectura, Universidad Politécnica de Madrid, Avda. Juan de Herrera 4, 28040 Madrid (Spain)
{e-mail: valentina.oquendo@upm.es; francesca.olivieri@upm.es}
[3]Departamento de Ingeniería Agroforestal, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Agronómica, Alimentaria y de Biosistemas, Universidad Politécnica de Madrid, Avda. Juan de Herrera 4, 28040 Madrid (Spain).
{e-mail: luis.ruiz@upm.es}

Resumen
El acelerado crecimiento urbano ha generado ciudades densamente pobladas con niveles elevados de ruido, originados por la actividad humana y el tráfico. La introducción de elementos vegetales ha demostrado ser una estrategia efectiva para mejorar la calidad del aire o contrarrestar el efecto de isla de calor. Una opción para integrar estos elementos es en fachadas vegetales, consistentes en la unión de módulos con una estructura que sostiene el sustrato, facilita el riego y permite la incorporación de las especies vegetales. En este estudio se presenta un análisis de la absorción acústica de un tipo de módulo vegetal mediante pistola de impedancia, que posibilita la medición en laboratorio e in situ. Se ha medido el coeficiente de absorción del sustrato y el efecto de incorporar distintas especies vegetales. Los resultados indican que la absorción proviene principalmente del sustrato. La presencia de vegetación incrementa la absorción del sustrato dependiendo de la morfología y densidad de las plantas.

Palabras clave: absorción acústica, módulos vegetales, pistola de impedancia

Abstract
The accelerated urban growth has generated densely populated cities with high levels of noise, originating from human activity and traffic. The introduction of vegetation has proven to be an effective strategy to improve air quality or counteract the heat island effect. One option to integrate these elements is in green facades, consisting of the union of modules with a structure that supports the substrate, facilitates irrigation, and allows the incorporation of plant species. This study presents an analysis of the acoustic absorption of a type of green module using an impedance gun, which enables laboratory and in-situ measurements. The absorption coefficient of the substrate and the effect of incorporating different plant species have been evaluated. The results indicate that the absorption comes mainly from the substrate. The presence of vegetation increases the absorption of the substrate depending on the morphology and density of the plants.

Keywords: acoustics absorption, green walls, impedance gun

PACS nº. 43.20.Ye, 43.55.Ev

1 Introducción

La contaminación acústica es un problema cada vez más grave en las ciudades modernas [1]. Este fenómeno no solo genera malestar en la población, sino que también está asociado a una serie de problemas psicológicos y de salud, como alteraciones del sueño, dificultades de concentración y problemas de aprendizaje, especialmente en los niños. Una de las principales fuentes de este ruido es el tráfico rodado [2], [3], que se ha visto agravado por el rápido crecimiento urbano y la escasez de suelo edificable. Esto ha obligado a construir edificios a lo largo de avenidas y próximos a autopistas, lo que ha incrementado aún más los niveles de contaminación acústica. En este contexto, los jardines verticales han surgido como una solución innovadora y sostenible. Estos sistemas no solo contribuyen a aumentar la biodiversidad, mejorar la gestión del ciclo del agua y reducir el efecto de isla de calor, sino que también podrían desempeñar un papel importante en la mitigación de la contaminación acústica [4], [5], [6], [7].

En la búsqueda de soluciones novedosas en entornos urbanos utilizando materiales naturales el coeficiente de absorción acústica de los jardines verticales ha sido objeto de numerosos estudios, llevados a cabo principalmente mediante técnicas de laboratorio, como el tubo de impedancia o la cámara reverberante [8], [9], [10], [11], [12], [13]. En un tipo de tecnología para ese tipo de estructuras verdes, las plantas se insertan en un sustrato contenido dentro de módulos o cajas, hechos de diferentes materiales y sobre a una estructura vertical fijada a la fachada del edificio. Investigaciones lleadas a cabo en estos tipos de sistemas han demostrado que el sustrato tiene una alta capacidad de absorción acústica, comportándose como un material poroso. En general, esta capacidad de absorción acústica disminuye al aumentar la humedad del sustrato, ya que se reduce su porosidad. Por otro lado, el efecto de la vegetación en sí misma parece ser más limitado, a menos que presente una alta densidad. En general, la efectividad de las plantas para absorber el sonido se correlaciona con factores como la densidad, el tamaño, el área de superficie foliar, la orientación de las hojas y la especie.

El objetivo de este estudio es cuantificar la influencia en la absorción del sonido del sustrato y la vegetación de un determinado tipo de módulo empleado en el montaje de fachadas vegetales. Se propone utilizar una pistola de impedancia que permite hacer mediciones tanto en laboratorio como in situ, cuando el módulo vegetal está instalado en la fachada. Esta técnica permite evaluar el desempeño acústico de estos sistemas en condiciones reales de montaje, lo que es fundamental para entender su potencial como posible solución para contribuir a mitigar la contaminación acústica urbana. Los resultados de este estudio podrían contribuir a mejorar el diseño y la implementación de los jardines vegetales verticales, optimizando su capacidad de absorción acústica y, en consecuencia, su eficacia como herramienta para abordar este problema ambiental [14].

2 Materiales y métodos

2.1 Módulos vegetales

Los experimentos de este estudio se han llevado a cabo utilizando un tipo específico de módulo vegetal, diseñado principalmente para su aplicación en fachadas y cubiertas. Como se puede observar en la Figura 1(a), el módulo tiene unas dimensiones de 50 cm x 50 cm y un espesor de 5 cm. La estructura del módulo está compuesta por un diseño celular de polietileno reciclado que se rellena con el sustrato y las plantas. Para mantener la humedad del módulo y evitar el desprendimiento de la vegetación y el sustrato, el módulo se cubre con un fieltro. En este fieltro se realizan unos cortes que permiten la

inserción de las plantas en el módulo. El sustrato utilizado en este sistema es una mezcla de fibra de coco, césped y humus, que proporciona las condiciones adecuadas para el crecimiento de la vegetación.



(a) (b) (c) (d)

Figura 1. (a) Estructura celular de polietileno que constituye el módulo, relleno con el sustrato de un espesor aproximado de 5 cm. (b) Para evitar el desprendimiento de la vegetación y el sustrato el módulolo se cubre co un fieltro. Las fotos (c) y (d) muestran el módulo ya con vegetación, con la variedad de hiedra (*hereda Helix*)y con césped.

Se han llevado a cabo mediciones con estos módulos en el laboratorio e instalados en una fachada:

Mediciones en laboratorio

Se realizaron mediciones de absorción acústica en el laboratorio para evaluar el rendimiento acústico del sustrato y la vegetación de manera independiente. Estas mediciones incluyeron:

- Módulo con sustrato sin fieltro y con fieltro: Las Figuras 1(a) y 1(b) muestran el aspecto del módulo en estas condiciones.

- Módulo con sustrato y dos tipos de vegetación: hiedra (*hereda helix*) y césped, tal como se muestra en las Figuras 1(c) y 1(d) respectivamente. La hiedra es una de las especies más habituales en módulos vegetales por su capacidad de regulación térmica y la fijación de partículas atmosféricas. Por otro lado, se eligió el cesped por su diferente morfología respecto a la de la hiedra.

Mediciones in situ

Además de las pruebas en laboratorio, se llevaron a cabo mediciones in situ en el jardín vertical de la fachada del Centro de Innovación y Tecnología para el Desarrollo Humano (itdUPM) de la Universidad Politécnica de Madrid. En este caso, los módulos vegetales estaban montados sobre una chapa metálica perforada, separada unos 20 cm de la fachada de hormigón del edificio, tal como se muestra en el esquema de la Figura 2(b). La estructura de los módulos utilizados en esta fachada es igual a la de los módulos para las mediciones en el laboratorio, con la diferencia de que incluyen una estructura de polipropileno vacía para unir el módulo vegetal a la estructura de chapa metálica de la fachada.

En este trabajo se muestran los resultados de tres especies vegetales diferentes: *heuchera americana*, t*hymus communis* y s*edum album "coral carpet"*. Las Figuras 3(a), 3(b) y 3(c) muestran una fotografía de cada una de estas especies en los módulos.

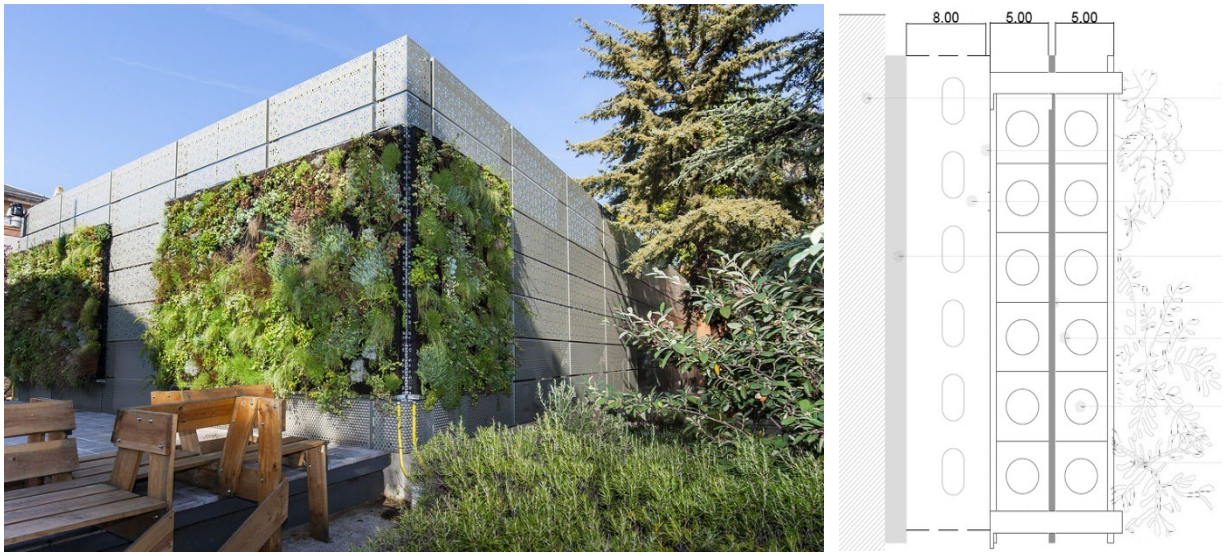


Figura 2. (a) Fotos de los jardines verticales en la fachada del centro de Innovación y Tecnología para el Desarrollo Humano (itdUPM) de la Universidad Politécnica de Madrid y (b) esquema del montaje de los módulos vegetales en la fachada, la unión a la piel metálica de la fachada se hace añadiendo otro módulo de estructura de polipropileno vacío.



(a) (b) (c)

Figura 3. Especies vegetales en el jardín vertical del centro de Innovación y Tecnología para el Dearrollo Humano (itdUPM) y selecciondas para este estudio: (a) *heuchera americana "dale´s strain"*, (b) *thymus communis* y (c) *sedum album "coral carpet"*.

2.2 Pistola de impedancia

Para la medida del coeficiente de absorción en laboratorio e in situ se ha utilizado la pistola de impedancia de Microflown Technologies [15], [16]. Este dispositivo portátil consta de un altavoz esférico de 15 cm de diámetro, un sensor PU (presión sonora y velocidad de partículas) montados a una distancia de 27 cm sobre una estructura robusta que permite su fácil manipulación. El dispositivo portátil, tal como se muestra en la Figura 4, se conecta a través del acondicionador de señal Microflown MFSC-2 a un ordenador que se encarga de recolectar las señales medidas y realizar los cálculos mediante el software Velo. Estudios previos sobre la precisión de la técnica han llevado a establecer el rango de frecuencia entre 300 Hz y 8000 Hz. Antes del inicio de la medida es necesario llevar a cabo una "calibración" del ambiente en el que va a trabajar para disminuir el efecto de las reflexiones en las superficies próximas.

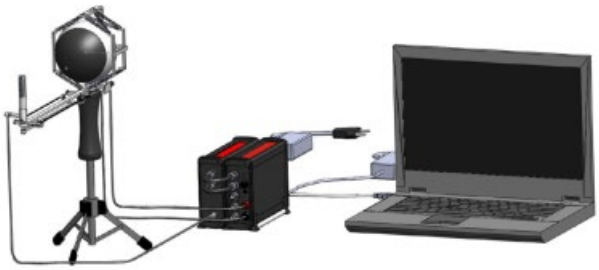


Figura 4. Montaje de medida de la pistola de impedancia

El software Velo permite operar en el modo *Scan and Paint* [17], [18] basado en la adquisición de la presión y velocidad de las partículas de manera continua. Para realizar la medición, se desplaza el sensor manualmente sobre la superficie del material mientras se graba con una cámara. La grabación se divide en múltiples segmentos aplicando un algoritmo de cuadrícula espacial y cada fragmento de la señal se vincula con cada una de las celdas de la cuadrícula. Usando esta malla discreta de valores y aplicando una interpolación lineal se puede obtener una representación en color del coeficiente de absorción sonora sobre la superficie analizada [19]. Adicionalmente, el software permite en este modo de operación el cálculo del coeficiente de absorción en un punto o en un área específica de la superficie analizada que selecciona el operador.

Laa distancia del sensor a la superficie de la muestra es controlada manualmente por el usuario. El software Velo incluye tres modelos de cálculo: el modelo P (Plane Wave), el modelo M (Mirror Source) y el modelo Q (Q-term). Un estudio previo de precisión de la técnica demostró que el modelo M es prácticamente insensible a los cambios en el entorno, y que las mediciones se pueden realizar a cualquier distancia, aunque se recomienda utilizar distancias cortas [20]. El control preciso de una distancia constante entre la sonda y la superficie de la muestra resulta complicado, sobre todo en presencia de vegetación no uniforme, por ello para realizar los cálculos se ha seleccionado el modelo M.

2.3 Método de medida

En el caso de muestras que pueden ser inhomogéneas, como es el caso de los módulos vegetales debido a que la vegetación puede ser más densa en unos puntos que en otros, el coeficiente de absorción sonora puede variar significativamente de un punto a otro. Para obtener una curva de absorción representativa de todo el módulo, se propone utilizar la pistola de impedancia en el modo *Scan and Paint*. La curva de absorción de los módulos vegetales se ha obtenido promediando los valores adquiridos con la pistola en el modo *Scan and Paint*, pero limitando el área para el cálculo del promedio a la región central del módulo, con unas dimensiones aproximadas de 20 cm x 20 cm. El objetivo de limitar el cálculo al área central del módulo es reducir el efecto del tamaño finito de la muestra, que en general se traduce en la aparición de oscilaciones en la curva de absorción [19]. Al trabajar en la zona central del módulo, aproximadamente a 15 cm de sus bordes, se minimiza la influencia de este efecto, a la vez que se obtiene un valor representativo de la absorción acústica del módulo.

3 Resultados y discusión

En esta sección se presentan y analizan los resultados obtenidos para el coeficiente de absorción acústica de los módulos vegetales en laboratorio e in situ. En la Figura 5 se muestran fotografías que ilustran el

proceso de adquisición de datos utilizando la pistola de impedancia en el modo *Scan and Paint* en ambos ambientes.



Figura 5. Fotos de las mediciones con la pistola realizadas en el laboratorio y en el jardín vertical de la fachada del edificio.

3.1 Mediciones en el laboratorio

Las mediciones realizadas en el laboratorio han servido para evaluar el comportamiento acústico del sustrato y el efecto de la capa de vegetación. Estos resultados servirán también para establecer una comparación con los resultados obtenidos in situ. Además, estos ensayos en laboratorio han permitido comprobar si los resultados obtenidos con la pistola de impedancia son comparables a los obtenidos por otros investigadores utilizando métodos estandarizados como el tubo de impedancia o la cámara reverberante.

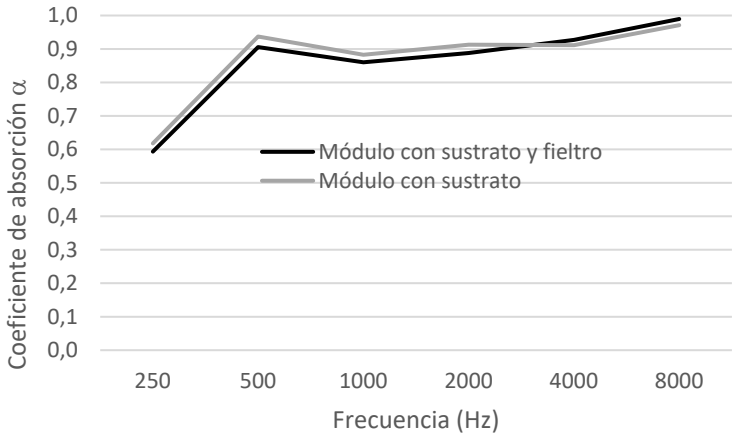


Figura 6. Curvas de absorción acústica del módulo con solo el sustrato y con el sustrato y el fieltro antes de insertar la vegetación

En la Figura 6 se muestra la curva del coeficiente de absorción sonora del módulo que contiene únicamente el sustrato, y la curva del módulo cuando se le añade además el fieltro. Los resultados indican que el sustrato se comporta como un material poroso de cierto espesor, y su coeficiente de absorción varía ligeramente con la incorporación del fieltro. Para las comparaciones sucesivas, se ha tomado como referencia el coeficiente de absorción sonora del módulo que contiene el sustrato y el

fieltro. Resultados ya publicados indican que una capa de suelo produce una absorción significativa a frecuencias medias y altas con un coeficiente próximo a 0,9 en 1000 Hz para un espesor de 5 cm, y solo hay incrementos leves del coeficiente de absorción cuando el espesor se incrementa hasta 20 cm o más [11]. En esta línea se encuentra que en general no tiene sentido aumentar el espesor del sustrato ya que no se traduce en un incremento significativo de su coeficiente de absorción. En relación al sustrato, más importante que el espesor es su contenido de humedad, ya que al aumentar esta se reduce su porosidad.

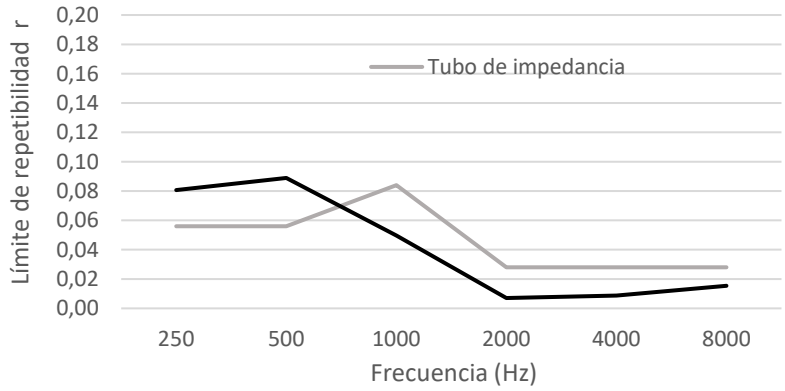


Figura 7. Límite derepetibilidad para el procedimiento de Scan and Paint con la pistola de impedancia y la obtenida del ejercico de intercomparación con el tubo de impedancia.

El límite de repetibilidad r representa la máxima diferencia esperada entre dos mediciones realizadas bajo condiciones de repetibilidad. En este caso, las condiciones de repetibilidad incluyen mediciones llevadas a cabo en la misma área de la muestra, con el mismo modelo de cálculo, en el mismo ambiente y por el mismo operador. Para estimar este límite de repetibilidad para el procedimiento de obtención del coeficiente de absorción acústica de los módulos vegetales establecido, se realizó un ensayo de repetibilidad en el módulo con el sustrato y el fieltro, antes de la inserción de la vegetación. A partir de estos ensayos, se obtuvo la desviación típica de repetibilidad (Sr) y se calculó el límite de repetibilidad ($r = 2.8*Sr$), suponiendo un intervalo de confianza del 95% [20]. Los resultados de este análisis de repetibilidad se muestran en la Figura 7. Es importante tener en cuenta que estos valores son intrínsecos a este caso de estudio en particular y no son directamente extrapolables a otros casos. A modo de referencia, en la Figura 7 también se ha incluido el límite de repetibilidad de un ensayo de intercomparación para el procedimiento del tubo de impedancia. En este ejercicio de intercomparación participaron 9 laboratorios, los detalles del ejercicio se pueden encontrar en la referencia [21]. Los resultados indican que no hay grandes diferencias entre los límites de repetibilidad de ambos procedimientos. Sin embargo, por debajo de 500 Hz, la diferencia esperada es menor para el tubo de impedancia, mientras que por encima de 500 Hz, el límite de repetibilidad es menor para la pistola de impedancia. Esta información es relevante para confirmar la fiabilidad de los resultados obtenidos con la pistola de impedancia.

A partir de este punto, se realizaron mediciones en el laboratorio para las dos especies vegetales seleccionadas: hiedra y césped. Las curvas del coeficiente de absorción sonora se han representado en la Figura 8, donde también se ha incluido la curva del módulo con solo el sustrato y el fieltro. Al comparar la contribución del sustrato y el fieltro respecto a la influencia de las plantas, se puede evaluar de manera más clara el impacto de la cobertura vegetal en las propiedades acústicas del conjunto. Los resultados también muestran lo que puede ser una resonancia acústica en el caso del módulo solo con el

sustrato que puede estar controlada por el tamaño de las celdas o el espesor del módulo. Esta resonancia desaparece cuando en el módulo se incluye la vegetación.

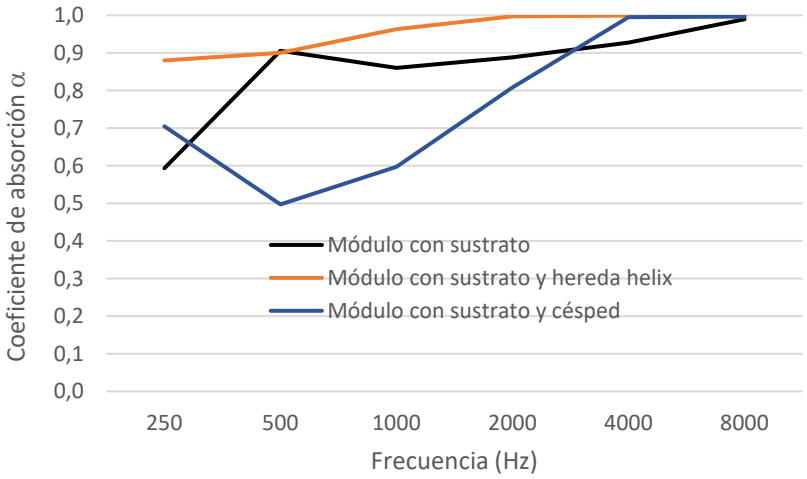


Figura 8. Curvas de absorción acústica del módulo con el sustrato y el fieltro y cuando se han insertado dos especies de vegetación, hereda helix o hiedra y césped

El efecto de la hiedra se traduce en un aumento de la absorción del sustrato en todo el rango de frecuencias en comparación con el módulo con solo sustrato. Aunque la mayor parte de la absorción pueda deberse al sustrato este resultado indica que la vegetación puede mejorarlo en un 10-20 %. En el caso de la hiedra el desarrollo de la planta genera una estructura porosa que sigue permitiendo la contribución del sustrato a la absorción del sonido. Sin embargo, en el caso del césped, salvo por encima de 4000 Hz, se observa una importante disminución de la capacidad de abosorción, de aproximadamente un 40 % del sistema con respecto a la de solo el sustrato. En este caso el desarrollo de la vegetación se traduce en un cubrimiento de gran parte del sustrato dando como resultado una absorción sonora menor. Cuando se coloca una capa muy densa de vegetación sobre el sustrato puede traducirse en una caída del coeficiente de absorción sonora debido a la reflexión y a la dispersión [13].

Estos efectos deben ser tenidos en cuenta para un modelado de este tipo de estructuras. Sin embargo, aún no existe un modelo teórico válido que se base en una física clara y que pueda explicar los espectros de absorción observados. La evidencia reunida hasta ahora sugiere que existen tres mecanismos principales responsables de la absorción de sonido debido a las plantas. Por debajo de los 400-500 Hz los mecanismos de disipación térmica son importantes. Cuando la onda sonora incide sobre la planta, se produce una vibración de sus elementos y se produce una disipación al convertir la energía sonora en calor. Este mecanismo podría explicar el aumento del coeficiente de absorción en las más bajas frecuencias que se mide con la hiedra, y en menor medida también con el césped. En general a bajas frecuencias lo que se mide es un aumento de la absorción sonora de un material cuando su espesor se incrementa. Entre 400 y 2000 Hz, donde la longitud de onda sigue siendo mucho mayor que la dimensión característica de la hoja la disipación viscosa es el principal mecanismo de absorción. En el rango de alta frecuencia, por encima de los 2000 Hz, donde la longitud de onda acústica se vuelve comparable o más pequeña que la dimensión característica de la hoja, la vibración de la hoja comienza a contribuir a la disipación de la energía en la onda de sonido incidente [13], [22]. Esto último podría justificar porque en ambos casos a alta frecuencia se produce un aumento de absorción respecto a la que presenta el módulo conteniendo solo el sustrato.

En resumen, los resultados indican que la absorción del sustrato puede verse modificada, aumentando o disminuyendo, en función de la especie vegetal escogida [9]. Cuando se inserta vegetación en los módulos, el efecto sobre la absorción del sustrato depende de la forma en la que se disponen las plantas y del número de plantas por unidad de área [8], si se disponen como una capa porosa sobre el sustrato o lo cubren formando una capa más reflectante y/o dispersora. Los resultados obtenidos con la pistola de impedancia confirman los obtenidos por otros autores en cámara reverberante y con tubo de impedancia [5], [8], [10], [11], [12], [13].

3.2 Mediciones in situ

In situ se plantea también un estudio comparativo del efecto de la cobertura vegetal sobre la absorción acústica del sustrato. En la Figura 9 se muestran los resultados para las tres especies con diferente forma de hojas y estado de desarrollo. Se ha incluido en la figura la curva del coeficiente de absorción del módulo con el sustrato obtenida en el laboratorio.

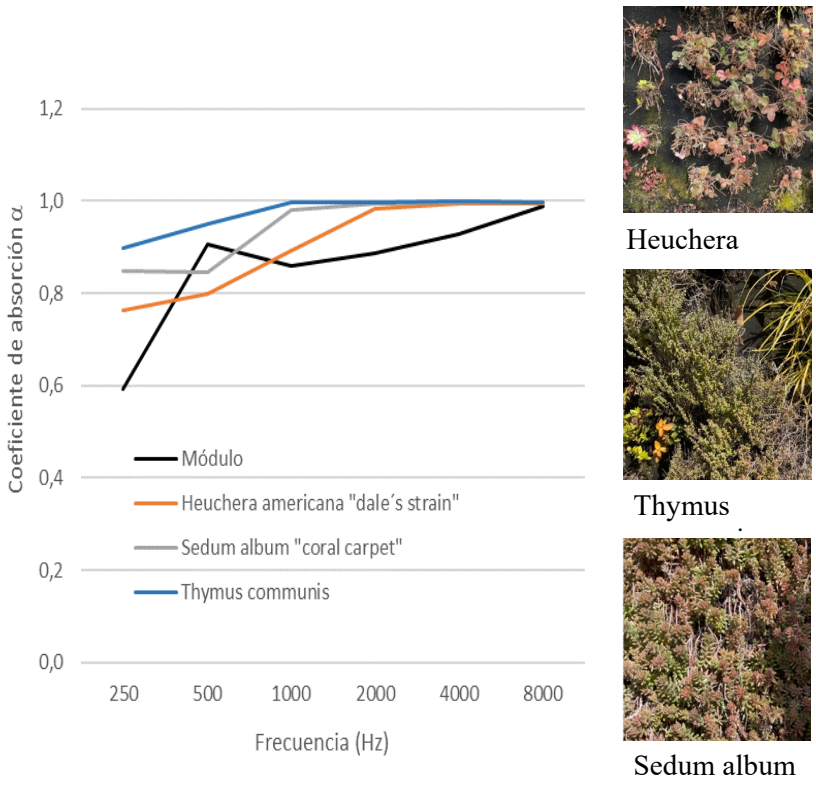


Figura 9. Curvas de absorción acústica de los módulos vegetales instalado en la fachada para tres especies de vegetación: heuchera americana, sedum album y thymus communis

En general la presencia de la vegetación mejora la absorción del sustrato en todo el rango de frecuencias. En el caso de la *heuchera americana* la absorción se debe sobre todo al sustrato que queda expuesto y la planta también contribuye. La *sedum album* cubre ya todo el sustrato y la *thymus communis* también, esta última con una cobertura vegetal de mayor altura o espesor contribuyendo aún más a aumentar la absorción del substrato. En estos dos últimos casos la vegetación forma una capa uniforme y porosa sobre el módulo y aumenta su espesor y el coeficiente de absorción en todas las frecuencias. La morfología de la planta, siempre que se cree una capa porosa sobre el sustrato no parece desempeñar un papel determinanate en el coeficiente de absorción, confirmándose en los casos que aquí se analizan que

el coeficiente de absorción aumenta a medida que aumenta gradualmente el porcentaje de cobertura vegetal. No obstante, si que hay estudios en los que se deduce una relación entre las carcterísticas mofológicas como el área foliar o el ángulo dominante de las hojas y las propiedades acústicas [13].

4 Conclusiones

Se ha evaluado la capacidad de absorción sonora de un módulo vegetal específico utilizado para el montaje de jardines verticales en fachadas o cubiertas. Es el primer trabajo realizado con la pistola de impedancia, técnica que ha permitido llevar a cabo mediciones en el laboratorio e in situ. Los resultados confirman las posibilidades de esta técnica mediante el procedimiento *Scan and Paint* para evaluar el coeficiente de absorción de sistemas inhomogéneos. El uso de este tipo de módulos es cada vez más habitual en ciudades por lo que es interesante poder ofrecer resultados sobre su capacidad de absorción acústica. Los resultados indican que el sustrato del módulo es el componente que presenta mayor absorción acústica. No obstante, su capacidad de absorción puede mejorar debido a la presencia de vegetación. En general, la mejora es proporcional a la densidad, es decir al porcentaje de cobertura vegetal y altura de la vegetación, esto siempre que genere una estructura porosa sobre el sustrato. Así, en el caso del césped, la cobertura más compacta que se genera sobre el sustrato con esta especie disminuye el coeficiente de absorción respecto al valor que presenta solo el sustrato. Otros aspectos que deberían ser considerados en el futuro son el grado de compactación y composición del sustrato, entre otros.

Por otro lado, el estudio muestra las posibilidades que ofrecen este tipo de estructuras vegetales, cada vez más habituales como elemento urbano, para contribuir a la absorción acústica y a la mitigación del ruido. Sin embargo, aunque las infraestructuras verdes tienen beneficios ambientales y sociales, su implementación sigue siendo limitada porque tienen costos adicionales en comparación con soluciones convencionales.

Referencias

[1] Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise, European Parliament, 2002.

[2] E. M. Salomons and S. A. Janssen, Practical ranges of loudness levels of various types of environmental noise, including traffic noise, aircraft noise, and industrial noise, *Int J Environ Res Public Health* 8(6), 2011. doi: 10.3390/ijerph8061847.

[3] R. Klæboe, A. H. Amundsen, A. Fyhri, and S. Solberg, Road traffic noise – the relationship between noise exposure and noise annoyance in Norway, *Applied Acoustics* 65 (9), 2004. doi: 10.1016/j.apacoust.2004.04.001.

[4] V. Oquendo-Di Cosola, F. Olivieri, and L. Ruiz-García, A systematic review of the impact of green walls on urban comfort: temperature reduction and noise attenuation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 162, 112463, 2022. doi: 10.1016/j.rser.2022.112463.

[5] M. Manso, I. Teotónio, C. M. Silva, and C. O. Cruz, Green roof and green wall benefits and costs: A review of the quantitative evidence, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 135, 110111, 2021. doi: 10.1016/j.rser.2020.110111.

[6] A. M. Lacasta, A. Peñaranda, and I. R. Cantalapiedra, Green streets for noise reduction, *Nature Based Strategies for Urban and Building Sustainability* 2018, 181–190. doi: 10.1016/B978-0-12-812150-4.00017-3.

[7] N. J. Paull, D. Krix, F. R. Torpy, and P. J. Irga, Can green walls reduce outdoor ambient particulate matter, noise pollution and temperature? *Int J Environ Res Public Health* 17 (14), 5084, 2020. doi: 10.3390/ijerph17145084.

[8] K. V. Horoshenkov, A. Khan, H. Benkreira, Y. Smyrnova, K. Rehioui, and J. Kang, Acoustic properties of low growing plants, *Proceedings of 42nd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering 2013,* 3912–3917. doi: 10.1121/1.4798671.

[9] M. Manso, P. Castro-Gomes, M. Marchacz, M. Górski, L. Dulak, and R. Zuchowski, Acoustic evaluation of a new modular system for green roofs and green walls, *Architecture Civil Engineering Environment* 10(2), 2017, doi: 10.21307/acee-2017-023

[10] R. Thomazelli, F. D. N. Caetano, and S. R. Bertoli, Acoustic properties of green walls: Absorption and insulation, *Proceedings of Meetings on Acoustics*, Acoustical Society of America, 2016. doi: 10.1121/2.0000426.

[11] H. S. Yang, J. Kang, and C. Cheal, Random-incidence absorption and scattering coefficients of vegetation, *Acta Acustica united with Acustica* 99(3), 2013. doi: 10.3813/AAA.918619.

[12] E. Attal, N. Côté, T. Shimizu, and B. Dubus, Sound absorption by green walls at normal incidence: Physical analysis and optimization, *Acta Acustica united with Acustica* 105 (2), 2019. doi: 10.3813/AAA.919313.

[13] F. D'Alessandro, F. Asdrubali, and N. Mencarelli, Experimental evaluation and modelling of the sound absorption properties of plants for indoor acoustic applications, *Build Environ* 94, 913–923, 2015. doi: 10.1016/j.buildenv.2015.06.004.

[14] J. Fariña, E. Higueras, E. Román y E. Pozo, *Guía para planificar ciudades saludables*. Ministerio de Sanidad, FEMP (Madrid), 2022.

[15] H. D. Bree, M. Nosko and E. Tijs, A handheld device to measure the acoustic absorption in situ, *Proceedings of SNVH 2008, 5th International Styrian Noise Vibration and Harshness Conference*, Graz (Austria), 2008.

[16] H. E. de Bree and E. Tijs, Recent developments free field PU impedance technique, *Proceedings of SAPEM 2008, Symposium on the acoustics of poro-elastic materials*, Bradford (UK) , 2008.

[17] H. E. de Bree and E. Tijs, Scan and Paint: a novel sound visualization technique, *Proceedings of Internoise 2010 (noise and sustainability)*, Lisbon (Portugal), 2010.

[18] D. Fernandez Comesaña, K. R. Holland, and E. Fernandez-Grande, Spatial resolution limits for the localization of noise sources using direct sound mapping, *J Sound Vib* 375, 53–62, 2016. doi: 10.1016/j.jsv.2016.04.010.

[19] M. A. Navacerrada, M. M. Barbero-Barrera, R. Fort, D. de la Prida, J. C. Núñez, and T. S. Gómez, Application of acoustic impedance gun to non-destructively monitor stone damage, *Constr Build Mater* 323, 126510, 2022. doi: 10.1016/j.conbuildmat.2022.126510.

[20] A. Pedrero, M. Á. Navacerrada, D. de la Prida, L. Iglesias, and A. Díaz-Chyla, On the accuracy of the sound absorption measurement with an impedance gun, *Applied Acoustics* 158, 2020. doi: 10.1016/j.apacoust.2019.107039.

[21] Intercomparación laboratorios: EUROLAB-España. AQUS-Tubo impedancia 1 -Final Report 2014. Disponible en http://www.arquilav.aq.upm.es/.

[22] A. Romanova, K. V. Horoshenkov, and A. Hurrell, An application of a parametric transducer to measure acoustic absorption of a living green wall, *Applied Acoustics*145, 89–97, 2019. doi: 10.1016/j.apacoust.2018.09.020.

Tema 7

Instrumentação, Electroacústica e processamento de sinal

Instrumentación, Electroacústica y processamiento de sinal

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

DETECCIÓN DE MOVIMIENTOS DE CABEZA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA BINAURAL EN EL ÁMBITO CULTURAL

Marta Valle[1], José A. Belloch[1], Pablo Gutiérrez-Parera[2], Daniel de la Prida[3]

[1]Dpto. de Tecnología Electrónica, Universidad Carlos III de Madrid
{email: 100451424@alumnos.uc3m.es; jbelloc@ing.uc3m.es}
[2] Institute of Telecommunications and Multimedia Applications, Universitat Politècnica de València
{email: pabgupa@iteam.upv.es}
[3]Dpto. de Ingeniería Audiovisual y Comunicaciones Universidad Politécnica de Madrid
{email: daniel.prida@upm.es}

Resumen

Numerosas exposiciones artísticas enfrentan dificultades para transmitir plenamente su valor a la audiencia. El sonido binaural puede mejorar significativamente la interacción del público con la escena, pero su implementación requiere un seguimiento preciso de los espectadores. Utilizando tecnologías que sincronizan el sonido con la mirada del observador, se puede crear una experiencia interactiva mucho más personalizada entre el usuario y la obra representada.

Este trabajo explora el uso del tracker Sparkfun Openlog Artemis IMU en una aplicación de renderizado 3D. Se analiza la comunicación entre la herramienta de sonido binaural y el tracker mediante mensajería en formato OSC, abordando desafíos como la sincronización, la estimación de la posición y las convoluciones masivas con filtros HRTF.

Palabras clave: sonido espacial, HRTF, sistema de posicionamiento en interiores, comunicación puerto-serie.

Abstract

Many art exhibitions need help in fully conveying their value to the audience. Binaural sound can significantly enhance audience interaction with the scene, but its implementation requires precise tracking of viewers. Using technologies that synchronize sound with head movements to determine the direction of the viewer's gaze, a much more personalized interactive experience can be created between the user and the represented work.

This paper explores the use of the Sparkfun Openlog Artemis IMU tracker in a 3D rendering application. Communication between the binaural sound tool and the tracker via OSC messaging is analyzed, addressing challenges such as synchronization, position estimation, and massive convolutions with HRTF filters.

Keywords: spatial sound, HRTF, indoor positioning system, port-serial communication.

PACS nº. 43.66.Pn, 43.66.Qp.

1 Introducción

La cultura es esencial en el desarrollo de una sociedad para fortalecer los lazos entre individuos y enriquecer el entramado colectivo. Durante el período 2021/2022, solo el 25,5% de la población española visitó museos, exposiciones y/o galerías de arte. Esta participación, además, varía significativamente según el nivel de estudios: más del 35% de quienes participaron tenían educación superior, en contraste con el 22% que poseía estudios secundarios [1]. En este contexto, la intención de este estudio se centra en incorporar el sonido espacial en obras pictóricas como una estrategia innovadora para acercar la cultura a la ciudadanía, aprovechando su capacidad para crear experiencias que se proyectarán en la memoria de sus usuarios [2, 3], y promoviendo un acceso estimulante [4].

El sonido espacial es una pieza fundamental en la integración sensorial de la realidad virtual [5], describe la consistencia de las experiencias virtuales para evaluar la calidad de la inmersión, siendo un elemento esencial para asegurar la coherencia con el resto de estímulos y respaldar la interacción del usuario en ese marco sonoro.

Entre las distintas implementaciones que encontramos en el mercado, la tecnología binaural logra generar la espacialización a través de auriculares. Su procesamiento de señal se basa en una serie de conceptos físicos que permiten modificar la localización de una fuente sonora [6]. La síntesis binaural, utiliza una amplia base de HRTFs y una serie de interpolaciones para capturar todas las posibles direcciones del espacio alrededor de la cabeza del oyente: azimut, elevación y distancia [7].

La principal ventaja de esta tecnología es su capacidad de interacción con el usuario mediante un sistema de tracking externo [8, 9]. De los posibles métodos que se exponen en [10] para generar ese seguimiento, se concluye que el head-tracking resulta la implementación más óptima para aplicaciones binaurales, permitiendo detectar los movimientos que se realizan con la cabeza y variar, en consecuencia, los ángulos de las fuentes en reproducción [11].

Dentro de esta implementación se encuentran otros proyectos que ponen su foco en diversas áreas disciplinares tales como la generación de mapas VR como apoyo a los tradicionales audiolibros [12]. Sin embargo, en nuestro estudio no buscamos crear una experiencia en la que una voz actúe como guía para acompañar al usuario en la historia, ni ningún respaldo visual más allá de la pintura en sí. Nuestro objetivo es que la obra misma cobre vida, dando voz a sus personajes y generando así una inmersión total [13], donde el individuo pueda responder de forma realista a esos estímulos. De este modo, la pintura no necesitará una explicación ni estar apoyada por ninguna proyección externa, sino que será autosuficiente y se explicará por sí misma.

Para generar la experiencia, este proyecto se centra en desarrollar una comunicación OSC eficiente entre un tracker, que registrará datos sobre la localización de la cabeza del usuario, y una aplicación de renderización binaural, que generará el sonido espacial en función de esos datos recolectados, permitiendo así que la obra acerque su historia al espectador independientemente de su nivel de estudios y de sus conocimientos en esta rama.

2 Protocolo de Comunicación

El objetivo de este estudio radica en implementar una tecnología que permita ajustar en tiempo real la espacialidad del audio según los movimientos de la cabeza del usuario en relación con la ubicación de la proyección. Para lograr esto, es fundamental desarrollar una comunicación efectiva entre una interfaz de localización, que capturará los datos de ubicación del usuario mediante un tracker, y una

aplicación externa, 3D Tune-In Toolkit, que renderiza el sonido binaural y se adaptará a los movimientos del usuario según los datos enviados por el dispositivo.

2.1 Tecnología aplicada

Para llevar a cabo el renderizado espacial del audio, se utiliza 3D Tune-In Toolkit, una librería de código libre implementada en C++ 14. El procesado de la aplicación emplea el paradigma basado en objetos para la representación de las fuentes sonoras [14]. Cada objeto se refiere a una fuente sonora compuesta de una serie de atributos que definen su posición, orientación, tamaño y sonoridad.

Se implementan diferentes métodos de renderización que permiten generar la espacialización binaural en tiempo real [15]. Gracias a esto se consigue un alto grado de interacción con el usuario, que podrá rotar su cabeza y entender cómo el sonido se adapta a sus movimientos. Este diseño del marco sonoro se realiza mediante mensajes OSC recibidos por 3DTI Toolkit, ajustando las fuentes de audio según los datos recogidos por el tracker.

Por su parte, el dispositivo que recolecta las coordenadas en tiempo real del sujeto es SparkFun OpenLog Artemis, un registrador de datos de código abierto preprogramado para capturar automáticamente la localización del usuario. La placa incluye un Inertial Measurement Unit (IMU) que cuenta con un acelerómetro, un giroscopio y un magnetoscopio con los que obtendremos la posición exacta en cada momento [16]. Es altamente configurable a través de un cable USB-C.

2.2 Estructura de la comunicación

Colocaremos el tracker en la diadema de los auriculares del usuario y, una vez calibrado siguiendo las indicaciones de la aplicación de head-tracking, se establecerá la comunicación. Conectando el registrador al ordenador mediante un cable USB-C, la aplicación detectará automáticamente el dispositivo y comenzará a recibir los datos en tiempo real. Estos datos se enviarán a un servidor OSC externo a través de la dirección IP interna que, a su vez, se comunicará con 3DTI Toolkit siguiendo las especificaciones de esta interfaz.

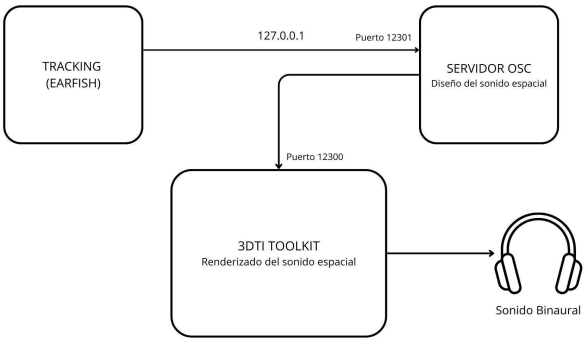


Figura 1 - Estructura de la comunicación entre aplicaciones

La interacción entre la herramienta de head-tracking y 3DTI Toolkit se realiza mediante un protocolo de comunicación serie. Primero, la aplicación de head-tracking recoge, filtra y envía los datos del registrador en formato OSC a través del puerto 12301. Luego, el servidor, actuando como proxy, procesa esta información y ajusta la espacialidad del sonido según la posición de la cabeza del usuario.

El formato de mensaje OSC empleado para transmitir la información es el siguiente: /3DTI-OSC/receiver/pry 0 0 0. Estos mensajes constan de una serie de argumentos que indican las coordenadas de la cabeza del usuario: *pitch*, *roll* y *yaw*. De esta forma, se ajustará dinámicamente la espacialidad del audio según los movimientos registrados por el tracker.

El servidor OSC no solo procesa estos mensajes, sino que también gestiona las fuentes sonoras y adapta su espacialidad según la posición del espectador. Utilizando la dirección IP interna del procesador (dirección loopback), transmite a 3DTI Toolkit una serie de mensajes OSC para configurar las distintas fuentes sonoras, incluyendo su posición, sonoridad, movimiento, etc., así como la información recibida del tracker.

La aplicación 3DTI Toolkit recibe estos mensajes en el puerto 12300 y genera, en tiempo real, el sonido binaural basado en la información transmitida por ambas comunicaciones: la localización del espectador en todo momento y el diseño ya establecido del marco sonoro.

3 Diseño sonoro para una obra pictórica

Para generar una aplicación real de esta tecnología, se ha decidido diseñar el marco inmersivo sonoro de la obra El jardín de las delicias de El Bosco (1490 - 1500). Esta compleja representación abarca el sentido de la humanidad a través del significado de cada una de las tres tablas que la forman [17]. Serán estos paneles los que se tomarán como referencia para la creación del audio espacial.

En este diseño espacial resulta fundamental establecer la distribución de las fuentes sonoras en el espacio, así como la posición relativa del usuario en la sala. Dado el recorrido que sigue la pieza y las dimensiones de la misma, se ha definido que el usuario se encuentra en el centro de la sala, en la posición (0, 0, 0), a una distancia de 3 metros de la obra, de manera que pueda visualizarla en su totalidad.

Entendiendo las dimensiones del cuadro y de la sala en la que se encuentra, se realiza la distribución espacial de las fuentes. La obra original, expuesta en el Museo del Prado, mide 220 x 389 cm, de entre las cuales se han extraído las dimensiones de cada uno de los paneles.

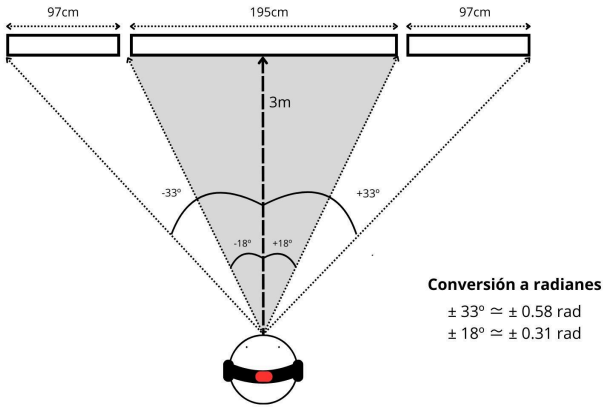


Figura 2 - Estudio angular de la espacialidad de la obra

Tal y como se muestra en la figura 2, con el fin de mantener la concordancia entre la visión y el oído, se ha dividido el espacio, horizontalmente, en tres zonas, cada una de ellas correspondiente a uno de los paneles que componen la obra. Teniendo como referencia las dimensiones, así como la posición del

espectador, se calculan, a partir de relaciones trigonométricas, las angulaciones de cada una de las áreas de influencia donde deberán ejecutarse las distintas fuentes asignadas a cada panel.

Manejando en tiempo real los mensajes del tracker, el servidor generará nuevos mensajes OSC que se enviarán a la renderización binaural para que reproduzca las fuentes registradas para esa posición en la que se encuentre el espectador.

4 Evaluación

Para llevar a cabo la evaluación de la implementación diseñada para esta comunicación puerto-serie entre el tracker y la aplicación de renderización espacial a través del servidor OSC, se ha tratado de reproducir una situación real de escucha, de forma que el usuario, a través de sus auriculares, pueda comprobar el realismo y la fluidez de la comunicación entre sus movimientos y la imagen sonora que generan las fuentes en reproducción.



Figura 3 - Implementación en las pruebas de evaluación

Aplicando los cálculos trigonométricos expuestos anteriormente en relación con la posición del usuario respecto a la obra (3 metros), se ha diseñado un espacio diáfano donde probar esta tecnología representando las medidas de cada uno de los paneles: izquierdo, central y derecho. Una vez reproducido el sistema de medidas que se aplican en este desarrollo, se han seguido los pasos oportunos de posicionamiento del individuo, calibrado del tracker, e interacción con el servidor OSC a través de su ejecución en la terminal. Con todo esto, hemos podido comprobar la efectividad del desarrollo expuesto y la comunicación puerto-serie que tiene lugar entre las distintas aplicaciones con su servidor.

A la hora de generar un sistema realista, se debe evaluar el principal factor determinista en la fluidez de la comunicación: la latencia en la detección de movimiento. Con un procesamiento exhaustivo de código, se ha determinado el *timestamp* de cada uno de los mensajes recibidos y generados por el servidor OSC en relación con el movimiento real del usuario. Utilizando un sistema de medida de tiempo, se ha establecido la diferencia temporal entre el movimiento del usuario con su detección, así como la diferencia entre ese movimiento y la acción pertinente referida a la espacialidad del audio diseñada.

De acuerdo con múltiples artículos relacionados con la sensación espacial de experiencias inmersivas [18, 19], esta comprobación nos servirá de guía para conocer la capacidad de reacción de la comunicación implementada y hacer un estudio de la fluidez con la que trabaja, siendo una característica básica para generar una experiencia realista en la interacción de los estímulos.

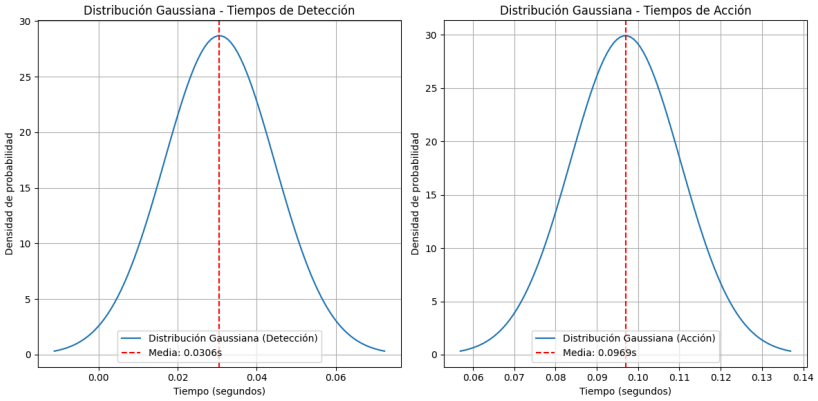


Figura 4 - Estimación de la latencia de seguimiento.

Con estas mediciones, se ha concluido que el tiempo medio que emplea el tracker en detectar el movimiento del usuario es de, aproximadamente, 0.03 segundos, mientras que el tiempo que emplea el servidor OSC entre esa detección de movimiento y el envío de la mensajería pertinente en consecuencia es de 0.1 segundo.

Aplicando las investigaciones de W. Hess [19], la latencia máxima que puede soportar un sistema de seguimiento para generar un espacio realista y mantener la coherencia entre estímulos es de 62 ms. De acuerdo con esta premisa, el gráfico demuestra que la latencia de esta comunicación se encuentra dentro de los márgenes catalogados como óptimos para generar un sistema interactivo basado en sonido espacial.

5 Conclusiones y trabajo futuro

El sonido espacial logra una mayor implicación intelectual y emocional del usuario en su interacción con la cultura. Para generar esta sensación, es indispensable que la experiencia sea realista y que el oyente alcance esa inmersión gracias a una relación fluida entre los distintos estímulos que recibe.

La tecnología binaural, acompañada por un sistema de head-tracking, ofrece una solución práctica para crear estas experiencias. Gracias a una comunicación precisa y de baja latencia, la movilidad del usuario puede adaptar la sensación espacial recibida en sus auriculares, permitiéndole adentrarse en la obra pictórica que se le presenta.

Para demostrar esta tecnología de manera práctica, se ha implementado en un caso real aplicado a la obra de El Bosco. Generar esta experiencia requiere una serie de pautas de distribución espacial y programación OSC, adaptándose cuidadosamente a las necesidades específicas de cada proyección para maximizar la inmersión de la experiencia. Además, se ha realizado una evaluación exhaustiva de la interactividad demostrando que la comunicación tiene baja latencia. Esto permite generar una experiencia más realista e interactiva para el usuario.

Como trabajo futuro, se propone generar una distribución espacial más específica, donde se puedan aislar y diseñar individualmente los marcos sonoros de cada uno de los personajes principales de la obra, subdividiendo la obra también en el eje vertical. Además, para evaluar la capacidad de esta tecnología, resulta interesante plantear una serie de pruebas a personas de diferentes grupos sociales, con el fin de medir la comprensión final que adquieren de la obra, sin haber tenido conocimientos previos sobre ella.

Agradecimientos

El trabajo de Marta Valle y José A. Belloch ha sido parcialmente sustentado por el proyecto PID2022-137048OA-C43, financiado por el MCIN/AEI/10.13039/501100011033 y por los fondos europeos "ERDF A way of making Europe".

El trabajo de P. Gutierrez-Parera está financiado por el programa postdoctoral APOSTD (subvención número CIAPOS/2021/132) mediante fondos de la Generalitat Valenciana y el Fondo Social Europeo.

El trabajo de D. de la Prida ha sido parcialmente sustentado por el proyecto PID2021-124280OB-C21, financiado por el MCIN/AEI/10.13039/501100011033 y por los fondos europeos "ERDF A way of making Europe".

Referencias

[1] Ministerio de Cultura y Deporte. (2022). *Encuesta de hábitos y prácticas culturales en España 2021-2022*. Recuperado de https://www.cultura.gob.es/servicios-al-ciudadano/estadisticas/cultura/mc/ehpc.html

[2] Sauzéon, H., Pala, P., Larrue, F., & N'Kaoua, B., et al. (2011), "*The use of virtual reality for episodic memory assessment: effects of active navigation*," Experimental Psychology, vol. 59, no. 2, pp. 99– 108, 2012.

[3] Degli Innocenti, E., Geronazzo, & M., Vescovi, D. et al., "Mobile virtual reality for musical genre learning in primary education," *Computers & Education*, vol. 139, pp. 102–117, 2019.

[4] Stefanowska, A., & Zieliński, S. K. (2024). Spatial sound and emotions: A literature survey on the relationship between spatially rendered audio and listeners' affective responses. *International Journal of Electronics and Telecommunications*.

[5] Reyes-Lecuona, A., Bouchara, T., & Piccinali, L. (2022). "Immersive Sound for XR", *Roadmapping Extended Reality*. Telecommunication Research Institute (TELMA), Universidad de Málaga; CEDRIC, CNAM, Paris, France; LISN, CNRS, Université Paris Saclay, Orsay, France; Imperial College London.

[6] Ralph Algazi, V., & Duda, Richard O. *Headphone-Based Spatial Sound*. En: IEEE Signal Processing Magazine 28 (2011), pp. 33-42.

[7] Nicol, R. (2010). *Binaural Technology* (AES Monograph). Audio Engineering Society. ISBN 0937803723, 9780937803721.Nicol, R. (2010). *Binaural Technology* (AES Monograph). Audio Engineering Society. ISBN 0937803723, 9780937803721.

[8] Stitt, P., Hendrickx, E., Messonnier, J.-C., & Katz, B. F. G. (n.d.). *The role of head tracking in binaural rendering*. LIMSI, CNRS, Orsay, France; Conservatoire National Supérieur de Musique et de Danse de Paris (CNSMdP), France.

[9] Robotham, T., Rummukainen, O., Herre, J., & Habets, E. A. P. (2018). "Evaluation of binaural renderers in virtual reality environments: Platform and examples". *Convention e-Brief 454 presented at the 145th Convention, October 17 – 20, New York, NY, USA*. International Audio Laboratories Erlangen, Germany.

[10] Heller, F., Krämer, A., & Borchers, F., "*Simplifying orientation measurement for mobile audio augmented reality applications*," in Proceedings of the 32nd Annual ACM Conference on Human Factors in Computing Systems-CHI'14, ACM, pp. 615–624, New York, NY, USA, May 2014.

[11] Kim, C., Mason, R., & Brookes, T., "Head movements made by listeners in experimental and real-life listening activities" *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 61, no. 6, pp. 425–438, 2013.

[12] Geronazzo, M., Rosenkvist, A., Eriksen, D. S., Markmann-Hansen, C. K., Køhlert, J., Valimaa, M., Vittrup, M. B., & Serafin, S. (2019). *Creating an Audio Story with Interactive Binaural Rendering in Virtual Reality*. Department of Architecture, Design, and Media Technology, Aalborg University, Copenhagen, 2450, Denmark. Received 4 January 2019; Revised 21 June 2019; Accepted 4 July 2019; Published 14 November 2019.

[13] Nordahl, R., & Nilsson, N. C., "The sound of being there: presence and interactive audio in immersive virtual reality," *The Oxford Handbook of Interactive Audio*, Oxford University Press, Oxford, UK, 2014.

[14] Coleman, P., Franck, A. & Francombe, J., et al., "An audio-visual system for object-based audio: from recording to listening" IEEE Transactions on Multimedia, vol. 20, no. 8, pp. 1919-1931, 2018.

[15] Cuevas-Rodríguez M., et al. *3D Tune-In Toolkit: An open-source library for real-time binaural spatialisation*. En: PLoS ONE 14.3 (2019), e0211899. doi: 10.1371/journal.pone.0211899. url: https://doi.org/10.1371/journal.pone.0211899.

[16] SparkFun. OpenLog Artemis Hookup Guide. Accessed: 2024-06-02. 2024. url: https://learn.sparkfun.com/tutorials/openlog- artemis- hookup-guide.

[17] Museo del Prado. Tríptico del jardín de las delicias. Accessed: 2024-06-02. url: https://www.museodelprado.es/coleccion/obra-de-arte/triptico-del-jardin-de-las-delicias/02388242-6d6a-4e9e-a992-e1311eab3609.

[18] Rummukainen, O., Schlecht, S., Plinge, A., & Habets, E. A. P. (October 2017). Evaluating binaural reproduction systems from behavioral patterns in a virtual reality — A case study with impaired binaural cues and tracking latency. In *Audio Engineering Society 143rd Convention*, New York, NY.

[19] Hess W., "Head-tracking techniques for virtual acoustics applications" in *Proceedings of the Audio Engineering Society Convention* 133, San Francisco, CA, USA, October 2012.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

SISTEMAS DE ALARMA POR VOZ EN TÚNELES: EL GRAN RETO DE LA INTELIGIBILIDAD

Juan Manuel Díaz[1], Pablo Vaquera[2], María Cristina Quintero[3]

[1] Director de Proyectos (CPMO) en LDA Audiotech S.L. (Máster en Ingeniería Acústica)
{jmdiaz@lda-audiotech.com}
[2] Responsable del área de Consultoría en LDA Audiotech S.L.
{pvaquera@lda-audiotech.com}
[3] Máster en Ingeniería Acústica por la Universidad de Málaga
{mcristinaqp@gmail.com}

Resumen

La puesta en funcionamiento de los túneles de carretera exige garantizar un nivel suficiente de seguridad para proteger a los usuarios en caso de que se produzca alguna situación crítica que pueda poner en peligro la vida humana. El manual de explotación del túnel refleja de forma detallada todas las instalaciones que permiten una explotación en adecuadas condiciones de seguridad y eficiencia, incluyendo la megafonía como sistema de alarma por voz, para la correcta comunicación con los usuarios hacia las vías de evacuación. Las condiciones acústicas de estos entornos son sumamente complejas debido, principalmente, al enorme nivel de reverberación y las altas reflexiones laterales provocadas por la geometría propia del recinto, así como al enmascaramiento de señal provocado por el alto nivel de presión sonora de los sistemas de ventilación. En este artículo se pretende estudiar los requerimientos de diseño de los sistemas de alarma por voz en túneles con el objetivo de optimizar la inteligibilidad resultante, analizando la afección de factores clave como la alineación temporal de la señal, motores de compresión y bocinas, así como la orientación y ubicación de los puntos sonoros.

Palabras clave: inteligibilidad, túneles, evacuación, seguridad, alarma.

Abstract

The operation of road tunnels requires ensuring a sufficient level of safety to protect users in the event of a critical situation that may endanger human life. The tunnel operation manual provides a detailed account of all installations that ensure operation under adequate conditions of safety and efficiency. This includes the public address system as a voice alarm system for proper communication with users towards evacuation routes. The acoustic conditions in these environments are extremely complex due to the high level of reverberation and significant lateral reflections caused by the geometry of the space, as well as the signal masking caused by the high sound pressure level of the ventilation systems. This article aims to study the design requirements of voice alarm systems in tunnels to optimize the resulting intelligibility, analyzing the impact of key factors such as signal temporal alignment, compression drivers and horns, as well as the orientation and location of sound points.

Keywords: intelligibility, tunnels, evacuation, safety, alarm.

PACS nº. 43.72.Kb, 43.72.-p, 43.72.Dv, 43.71.-k, 43.71.Gv.

1 Introducción

Los sistemas de evacuación por voz son de obligado cumplimiento para recintos de pública concurrencia, y especialmente útiles para aquellos en los que se precisa de una comunicación directa con los ocupantes de una determinada área o recinto en el que se está produciendo la situación de emergencia. En entornos complejos, se hace aún mayor hincapié en la necesidad de controlar la eficacia de estos sistemas. Este es el caso de los túneles de tráfico rodado en los que la geometría propia del entorno, los materiales habitualmente poco absorbentes y un nivel de ruido excesivo producido tanto por los sistemas de ventilación como por el propio tráfico rodado, dificultan enormemente el diseño de un sistema de evacuación y alarma por voz eficiente.
De forma habitual, se toman en cuenta los siguientes parámetros para medir la eficiencia de estos sistemas: el nivel de distorsión de la señal de salida (de la cadena de sonido al completo), el nivel de presión sonora y la inteligibilidad de la palabra. En el estudio de este último punto nos centraremos en los siguientes apartados.

2 Criterios normativos

Para homogenizar los criterios mínimos de seguridad para túneles de la red transeuropea de carreteras, el Parlamento Europeo estableció la Directiva 54/2004 [1]. Esta directiva establece en su serie de recomendaciones el uso de altavoces dentro de los túneles de longitud superior a 3.000 metros, dotados de un centro de control y con un volumen de tráfico superior a 2.000 vehículos por carril, como parte de los equipos para para detener los vehículos en caso de emergencia, sin establecer un criterio técnico específico. También indica que los refugios y otras instalaciones en que los usuarios del túnel deban esperar antes de poder llegar al exterior estarán equipados con altavoces para informar a los usuarios.
En España, la normativa que traspone estos requisitos mínimos de seguridad en los túneles de carreteras del Estado [2] establece como requisito mínimo un sistema de megafonía en aquellos túneles con una distancia mayor a 200 metros, y en entorno urbano, en cualquier caso, sin establecer ningún criterio específico sobre dicha megafonía como sistema de alarma por voz
Si bien no existe una normalización específica para el diseño de sistema de alarma por voz en túneles de tráfico rodado, el estándar BS EN 60268-16:2011 [3] proporciona un marco para la evaluación de la inteligibilidad del habla en sistemas de sonido, utilizando el Índice de Transmisión del Habla (STI, del inglés Speech Transmission Index). Aunque la norma no está específicamente dirigida a túneles, los principios y métodos que establece son altamente aplicables a estos entornos debido a los desafíos acústicos que presentan.

2.1 Sistemas de megafonía y alarma por voz

Los sistemas de alarma por voz son esenciales para proporcionar información y guiar a las personas durante situaciones de emergencia en diversos entornos, incluidos los túneles. Es decir, no basta con establecer únicamente los mismos criterios en la evaluación técnica de la inteligibilidad del habla a través del STI que para cualquier sistema de sonido, sino que se debe orientar el diseño específico hacia los sistemas de sonido de emergencia, cubriendo aspectos adicionales como la redundancia y la fiabilidad, y proporcionando directrices para el mantenimiento y las pruebas regulares [4].
En concreto, para la evaluación de los sistemas de megafonía y alarma por voz o PA/VA (del inglés, Public Address/Voice Alarm) se establece el ensayo STIPA (Speech Transmission Index for Public Address) como el más apropiado, el cual emplea una señal de prueba que imita las fluctuaciones de intensidad típicas del habla, cuantificando la pérdida de modulación de la voz [5].

3 Requisitos del sistema de alarma por voz

El diseño de los sistemas PA/VA en túneles presenta desafíos significativos debido a las condiciones acústicas y de contorno únicas de estos entornos. Asegurar la inteligibilidad del habla y la efectividad de los mensajes transmitidos en una determinada ADA (Área Acústicamente Diferenciable) [7] requiere un enfoque detallado en varios aspectos críticos del sistema y un diseño meticuloso para mitigar los dos factores de afección principales: la acústica del túnel y el ruido ambiental.

3.1 Objetivos de inteligibilidad

El primer paso en el diseño es establecer el valor objetivo de la inteligibilidad. Utilizar el mismo umbral que el resto de los sistemas de megafonía, en los que se tiende a establecer el criterio de conseguir un 0,5 mínimo de STI, puede no ser realista. Se recomienda permitir un mínimo absoluto de 0,46 para estos entornos complejos [7], pudiendo reducir hasta 0,42 para aquellos ciertamente muy reverberantes [3].
Dada la arquitectura propia de un túnel, los cálculos estadísticos basados en el volumen y el tiempo de reverberación (RT, del inglés Reverberation Time) no son válidos. Si bien este parámetro es importante para el cálculo del STI, no es un factor tan dominante como en otros entornos, dado que las primeras reflexiones afectan significativamente el rendimiento del sistema en túneles por lo que el cálculo debe predecirse utilizando software de modelado electroacústico con el enfoque de trazado de rayos.

3.2 Objetivos de presión sonora

El siguiente requisito esencial en el diseño del sistema es superar en cada ADA el nivel de presión sonora sobre el ruido de fondo, generado principalmente por el tráfico y los sistemas de ventilación. Los motores de ventilación pueden alcanzar niveles de ruido de hasta 100 dBA, mientras que el tráfico a alta velocidad puede generar niveles de ruido cercanos a 95 dBA [8].
Para evitar el enmascaramiento de señal, los sistemas de alarma por voz deben superar este ruido de fondo en 5 [3] y 10 dB [7] por lo que las exigencias en cuanto a niveles de presión sonora son muy altas. Esto implica que, en ocasiones, el sistema PA/VA debería ser capaz de suministrar un nivel de presión sonora mayor del límite objetivo de 120 dBA [7] para que en el punto más alejado del altavoz las pérdidas por distancia se ajusten al nivel por encima del ruido de fondo.

4 Criterios de diseño

Una vez establecidos ambos objetivos para el nivel de presión sonora y la inteligibilidad de la palabra, el resultado esperado estará limitado por el propio diseño del recinto, sus reflexiones tempranas y el nivel de reverberación existente. Se indican a continuación los principales criterios de diseño para el sistema óptimo de alarma por voz:

4.1 Transductores electroacústicos

La elección de los altavoces es fundamental para conseguir los mejores resultados, siendo la solución más eficiente aquellos altavoces directivos con un rango estrecho en frecuencia, centradas en la voz, es decir, altavoz tipo bocina (Figura 1), que tienen la capacidad de proyectar sonido a largas distancias con alta directividad.
Las ondas sonoras emitidas por cada altavoz interfieren entre sí de forma constructiva o destructiva, produciendo variaciones en el nivel y calidad del sonido a lo largo del túnel. Además, al estar separados los altavoces por distancias significativas, los retrasos en el tiempo se reflejan en la existencia de ecos,

haciendo que los mensajes de emergencia sean difíciles de entender. Las líneas de retardo se muestran como la principal solución para solventar este problema, lo cual requiere un diseño cuidadoso para sincronizar correctamente el sonido emitido por cada altavoz.



Figura 1 – Altavoz tipo bocina exponencial convencional.

El inconveniente de este tipo de altavoces es que sus primeras reflexiones en el paramento más cercano provocan un efecto espejo [8] que induce ecos y reverberaciones que interfieren con la claridad del mensaje, según se muestra en la Figura 2.

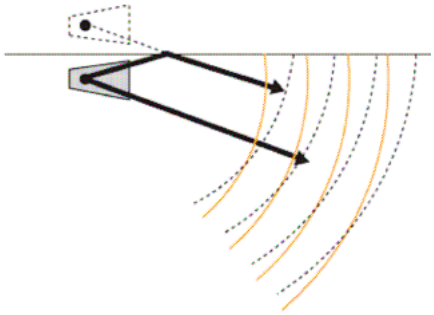


Figura 2 – Efecto espejo en superficie reflectante.

Para solventar este problema, los fabricantes han desarrollado otro tipo de bocinas de altas prestaciones (Figura 3), en el que el frente de ondas de salida es controlado mediante el diseño específico de la bocina para focalizar y dirigir el haz estrecho en un ángulo concreto, minimizando la dispersión sonora y mejorando la claridad e inteligibilidad.



Figura 3– Modelos de bocinas de haz dirigido de altas prestaciones.

4.2 Distribución y orientación de puntos sonoros

La distancia de separación entre puntos sonoros debe ser adecuada para garantizar un suficiente nivel de presión sonora. Límites habituales de separación de las bocinas son a 25 metros, para bocinas exponenciales convencionales, y 50 metros, para las de haz dirigido. Esta longitud depende del valor de presión sonora resultante tras la atenuación por distancia en los puntos de intersección, debiendo estar siempre por encima del nivel esperado respecto al ruido de fondo.
En cuanto a la orientación de las bocinas, nos encontramos con una controversia:

- Para una óptima transmisión del mensaje se recomienda en sentido contrario al tráfico. [8]
- Para una óptima percepción auditiva del mensaje se recomienda sentido contrario a las vías de evacuación [13].

Este último valora no sólo el medio físico por el que circula la onda acústica sino además el comportamiento de nuestro cerebro, dado que los factores humanos también influyen en los procedimientos de evacuación. Estudios al respecto han indicado que las personas tienden a evacuar un recinto por la misma ruta que utilizaron cuando entraron. La aplicación de tecnología de sonido direccional como medio para ayudar a las personas a localizar una salida de emergencia, identificando la fuente del sonido, es crucial para una evacuación satisfactoria [13].
Las bocinas deben colocarse a lo largo de la línea central del túnel y orientarse en la dirección opuesta al flujo del tráfico, con una ligera angulación hacia abajo, lo que consigue que el sonido se propague hacia los vehículos y peatones que se desplazan en la dirección opuesta a medida que se acercan a la fuente sonora, produciéndose una mejora de la inteligibilidad [8].

4.3 Alineación temporal versus el tiempo de evacuación

Las líneas de retardos usadas para ajustar el tiempo de propagación entre bocinas adyacentes toma especial importancia en túneles largos donde el sonido de una bocina podría llegar a una audiencia junto con el sonido retrasado de la adyacente, causando eco. Cada bocina debe sincronizarse con las demás para asegurar que el sonido llegue a los oyentes de manera coherente. Esto implica ajustar el retardo en función de las distancias entre bocinas.
El inconveniente es que, para grandes longitudes, centrar el sistema en el punto de salida/entrada del túnel es contraproducente. Por ejemplo, para un túnel de 10 kilómetros de longitud, tendríamos un retardo de señal de unos 30 segundos, lo que sería totalmente inaceptable en caso de necesidad de evacuación. Esta es la principal problemática de los sistemas de evacuación en túneles.
Las catástrofes acontecidas en túneles han evidenciado de manera clara la relevancia de una evacuación eficaz y rápida. El proceso de evacuación abarca todas las etapas desde el momento en que comienza un incendio hasta que las personas atrapadas alcanzan un área segura. Este tiempo se puede dividir en tres fases [9], cada una con una duración específica:

- **Tiempo de conciencia:** tiempo necesario para que un individuo se dé cuenta del peligro.
- **Tiempo de respuesta:** tiempo que tarda un individuo en darse cuenta de que hay un peligro potencial y actuar, típicamente para tomar la decisión de evacuación.
- **Tiempo de movimiento:** determinado por la condición física y de salud del individuo, la configuración de las salidas de escape del túnel, la distancia a la salida segura más cercana y factores adicionales como el número de personas en el túnel dirigiéndose hacia la misma salida

Los sistemas de alarma por voz tienen mucha importancia e influencia directa en los tiempos de conciencia y respuesta. De ahí la importancia de desarrollar e implantar un sistema efectivo y coordinado, para minimizar estos tiempos lo máximo posible y garantizar la seguridad y supervivencia en casos de emergencia; cuanto antes se detecte y se avise de la incidencia, menor serán estos tiempos.
Uno de los métodos propuestos para la evaluación del comportamiento humano en esos primeros instantes en la aparición de la emergencia hasta el inicio de la evacuación, se basa en tres fases principales: sistema de identificación de incendios, sistema de control y sistema de advertencia [10]. Cada uno de estos componentes tecnológicos se representa por su tiempo de respuesta (Figura 4). El tiempo total t_{TS} para informar a las personas de la emergencia se define como,

$$t_{TS} = t_{ID} + t_{IF} + t_{PN}, \quad (1)$$

donde t_{ID} representa el tiempo de identificación de incendios; t_{IF} denota el tiempo necesario para difundir la información de advertencia a la mayoría de las personas atrapadas en el túnel; y t_{PN} es el tiempo de demora que depende de las reglas operativas del sistema de control particular [10].

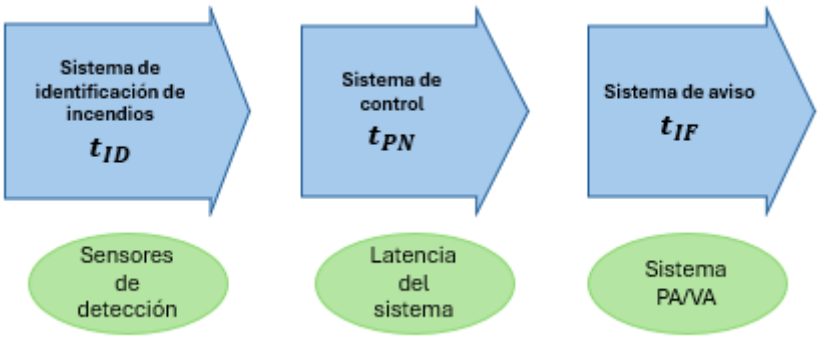


Figura 4 – Componentes de la identificación de la emergencia en el sistema de aviso

En el caso que nos ocupa, el objetivo es minimizar t_{IF}, dado que los otros tiempos depende de otros sistemas. El t_{IF} depende de la activación de la señal, que estará formado por la propia latencia electrónica del sistema y el retardo provocado por el alineamiento temporal de la señal.
Por tanto, se debe llegar a una situación de compromiso entre el retardo a aplicar en la señal por la longitud del túnel y la propia latencia del sistema de alarma por voz.

4.3.1 Retardo máximo permitido en la evacuación certificada.

Para evitar tiempos de evacuación excesivos que pongan en riesgo la integridad de los ocupantes de una determinada ADA, la normativa y recomendaciones europeas fijan un máximo de 3 segundos como tiempo total para iniciar la evacuación desde la detección de la emergencia (t_{TS}):

- Según la EN 54-16, el sistema debe ser capaz de recibir y procesar las señales de alarma, y causar las salidas de alarma por voz apropiadas en 3 segundos o en el vencimiento de cualquier periodo de retraso [11].
- En el caso de la UNE EN60849, el sistema debe ser capaz de emitir una primera señal de alerta antes de pasados 3 segundos desde que es puesto en modo de emergencia por el operador o de forma automática al recibir una señal de fuego o de cualquier otro sistema de detección. En este último caso, el periodo de 3 s incluye el tiempo de reacción del sistema de detección desde el momento en que la emergencia es detectada hasta que se produce la señal de alarma [12].
- Para la norma UNE 23007-32, el tiempo transcurrido desde que se recibe una señal de emergencia y el inicio de la emisión del mensaje de emergencia o, en su caso, el inicio de cualquier retardo programado no debe exceder de 3 segundos [7].

Por tanto, el inicio de emisión de la señal de evacuación en cada ADA deberá producirse dentro de los 3 segundos en sistemas certificados, incluyendo el retardo (alineación temporal) de la señal.

4.3.2 Propuesta de ventana de retardo temporal.

Dado que la alineación temporal es un punto clave para mejorar la inteligibilidad de la señal, es necesario buscar un modelo de aplicación que consiga disminuir el efecto de las cancelaciones producidas por la no coherencia de la señal. Algunos fabricantes [16] proponen la agrupación de las bocinas en conjuntos de retardo igual o inferior a 3 segundos, en función de la longitud del túnel. Esto implica no establecer el punto cero simplemente desde la entrada o la salida del túnel sino segmentar el tramo en varias zonas o grupos de altavoces, sintonizando el grupo para emitir la señal de voz con un retraso específico y coordinado, siempre inferior a 3 segundos en total. Este enfoque sigue permitiendo una transmisión de sonido coherente y clara en entornos reverberantes; si bien habrá intervalos con una peor inteligibilidad (cruce entre grupos), permite lanzar el mensaje en un tiempo coherente.

A modo de ejemplo, se supone un túnel de 5 kilómetros de longitud, y se divide en secciones de 1.000 metros cada una. A cada bocina del grupo de altavoces, se irá aplicando el tiempo de retardo (t_r) en función de la longitud hacia el punto inicial del grupo, según la siguiente fórmula:

$$t_r = \frac{longitud\ sección}{v_{prop}\ sonido}, \tag{2}$$

Teniendo en cuenta la distancia de 50 metros de separación recomendada entre bocinas [8], se obtendrá un t_r de 150 milisegundos entre la primera bocina (punto cero) y la siguiente, duplicando el valor conforme se duplica la distancia, hasta llegar al máximo de los 3 segundos indicados. Es decir, al grupo de 20 bocinas. Al siguiente grupo de altavoces, en dirección opuesta al primero, se le volverá a aplicar un tiempo de retardo en función de la bocina 21, como nuevo punto cero o máximo, aplicando de nuevo esos 150 milisegundos a cada bocina, en dirección opuesta al anterior (Figura 5).

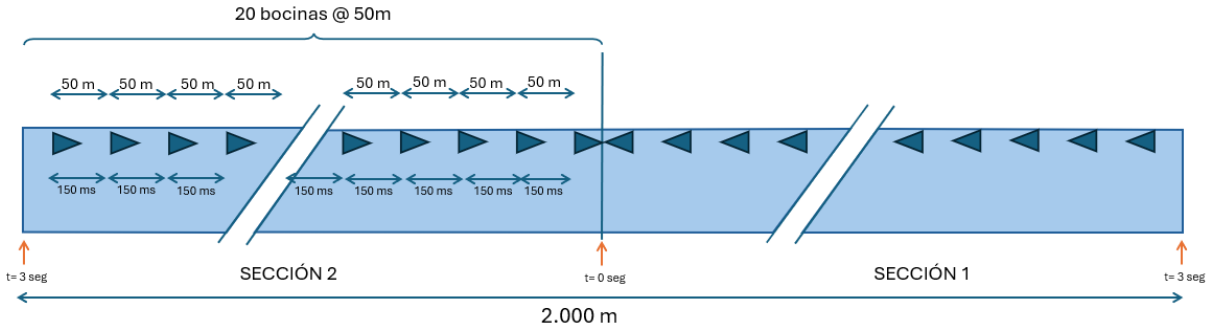


Figura 5 – Ejemplo de distribución de bocinas en dos secciones adyacentes.

Este diseño tiene la ventaja de poder reducir el nivel de retardo a aplicar en la señal (para evitar grandes tiempos de espera en posibles puntos críticos de la evacuación), pero tiene el inconveniente de generar posibles cancelaciones en los puntos de cruce de los grupos de bocinas, efecto adverso que se analizará en un caso real de estudio.

5 Caso de estudio

5.1 Descripción del modelo

Para verificar el análisis realizado, se llevará a cabo la simulación acústica con el software EASE© AURA basado en la teoría de rayos. Se utilizará un tramo de túnel real, modelado en 500 metros de longitud, con una distancia de 14,20 metros entre hastiales y una altura de 9,20 metros. El área de audiencia se determinará entre 250 y 500 metros, para optimizar el tiempo de computación. En la Figura 6 se representa el modelo en planta de tramo en estudio.



Figura 6 – Vista detalle de planta del modelo en estudio.

Los altavoces utilizados serán bocinas de haz dirigido de altas prestaciones modelo TH-100-EN54 de la marca IC AUDIO, espaciadas 50 metros y ubicadas a 9,10 metros de altura sobre el techo del túnel.

Los materiales utilizados fueron hormigón rugoso para los hastiales y el techo, y asfalto común para el suelo, con unos coeficientes de absorción medios de 0,05 y 0,035, respectivamente. En el modelo, a las superficies de entrada y salida del túnel se les atribuye absorción total para el modelado del aire.
Con estos materiales y el modelo presentado, resulta un tiempo de reverberación de 4,31 segundos en la banda de 1 kHz, con grandes componentes en bajas frecuencias, como era de esperar, según Figura 7.

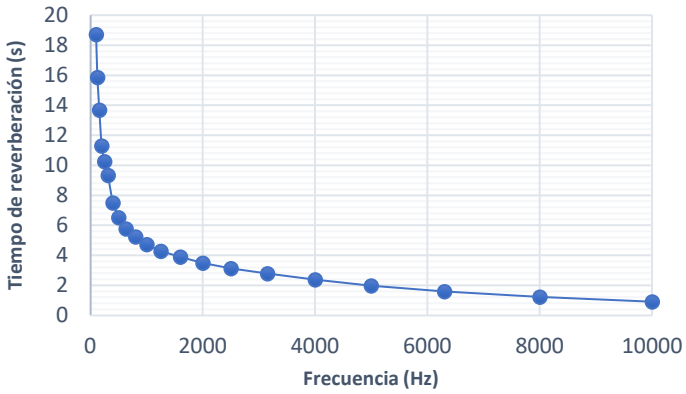


Figura 7 – Tiempo de reverberación del modelo para cada banda de frecuencia.

5.2 Resultados de la simulación

Con el modelo ya optimizado, se proceden a realizar las simulaciones del trazado de rayos y diferentes opciones de diseño.

5.2.1 Sin retardo de señal

En primer lugar, se realiza una orientación básica de los puntos sonoros, sin aplicar ninguna alineación temporal a la señal.
En este caso, es posible observar claramente el efecto peine producido, tal como se muestra en la vista isométrica de la Figura 8 en la que se representa el nivel de presión sonora (SPL, del inglés Sound Pressure Level) directo en la banda de 1KHz.

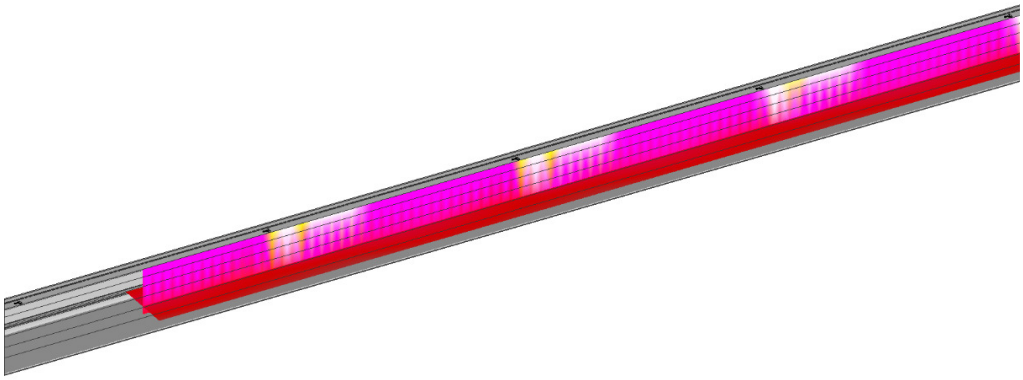


Figura 8 – Simulación acústica de la señal sin alineación temporal de altavoces.

Este efecto influye muy negativamente al STI, según la Figura 9, por tanto se hace necesario aplicar un retardo a la señal para poder optimizar el resultado de la inteligibildad.

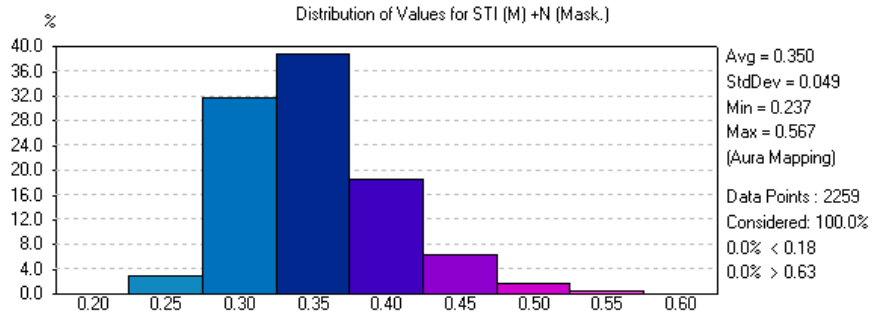


Figura 9 – Distribución de los valores de SPL directo sin retardo de señal aplicado.

5.2.2 Con retardo global

Se proceder a realizar el mismo diseño anterior, pero aplicando una alineación temporal a la señal, estableciendo el punto t = 0 en un extremo del túnel, con un retardo de 145,77 ms. En este caso, el resultado del SPL directo arroja una distribución más coherente de la señal, según la Figura 10.

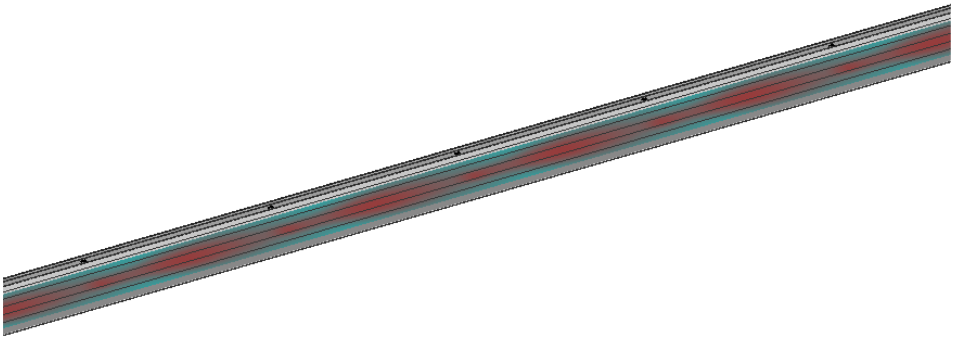


Figura 10 – Distribución de los valores de SPL directo en la banda de 1 kHz para el modelo con retardo.

Analizando los resultados de inteligibilidad, se obtiene un nivel de STI medio de 0,46 para el modelo ajustado con retardo de señal coherente en todo el tramo, según la Figura 11.
Como se verá en adelante, este valor es el máximo obtenido con las mejores prestaciones de diseño posibles, pero sin tener en cuenta el tiempo de retardo total ante la evacuación del túnel.

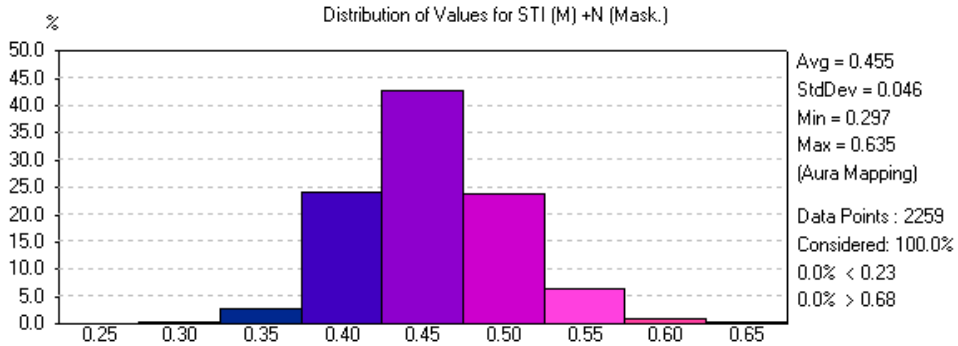


Figura 11 – Distribución de los valores de STI para el modelo con retardo.

5.2.3 Ventana de retardo

Se procede a continuación a analizar las consecuencias de aplicar las ventanas de retardo en los grupos de bocinas, cuyo objetivo principal es aminorar los tiempos de evacuación en túneles de grandes longitudes. Como se ha indicado anteriormente, el punto conflictivo de este diseño será el cruce entre los grupos de bocinas debido al cambio de dirección entre las mismas.
En la Figura 12 se muestra la distribución del nivel de presión sonora directo (SPL,d) para la banda de 1 kHz, donde se puede ver el área de conflicto indicada:

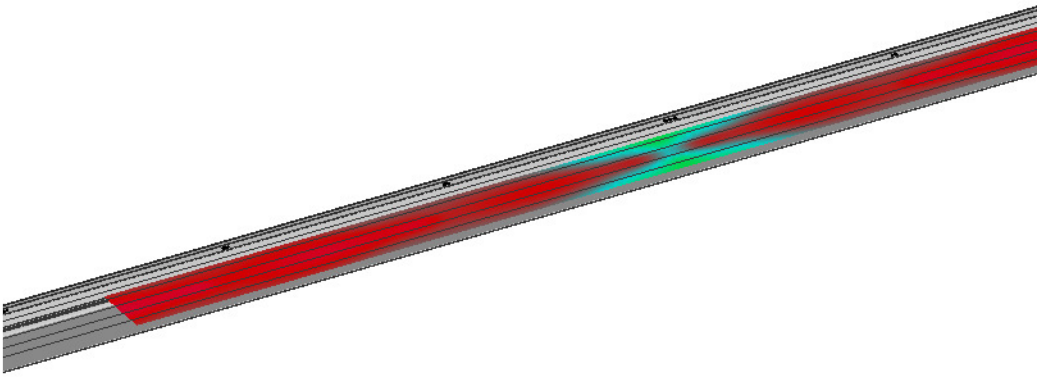


Figura 12 – Distribución de SPL directo para la banda de 1 kHz con ventana de retardo.

La distribución del nivel de presión sonora total (SPL,t) en la banda de 1 kHz reporta valores coherentes de señal, con una desviación de ±3 dB respecto al valor medio.
Respecto a la distribución de los valores de inteligibilidad simulados, se observa como el STI se ve negativamente afectado en la zona de intersección, como se había adelantado, según la Figura 13.

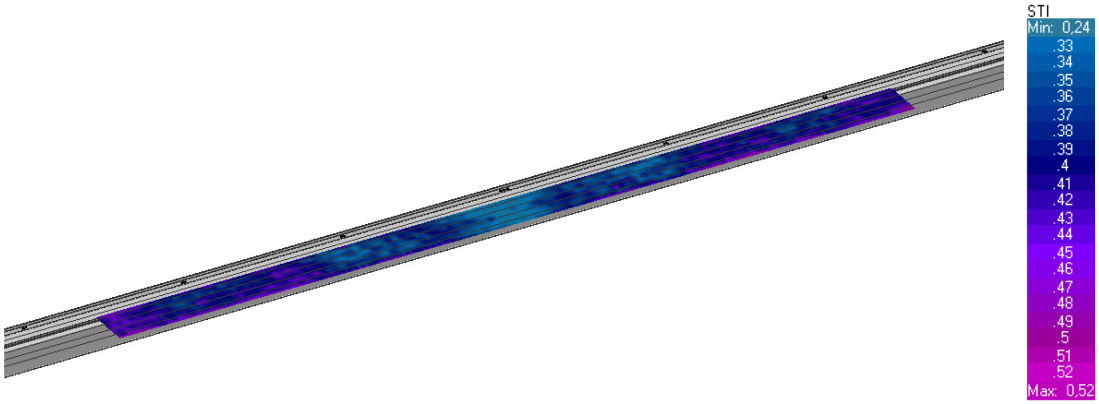


Figura 13 – Detalle de la distribución de los valores de STI en el punto de transición en ventana de retardo.

Estos resultados mejoran los determinados por el modelo sin retardo, pero son ligeramente inferiores a los obtenidos en el modelo con retardo completo.
No obstante, para la distribución en dos tramos completos con ventanas de 1.000 metros un túnel de longitud mayor, para evitar los 3 segundos máximos de retardo, representará un 10% de valores desfavorable, lo que hará disminuir la media del STI, como se ha evidenciado en la simulación anterior, pero se conseguirá mantener en valores en torno a 0,42 -0,45 según los materiales empleados.

6 Conclusiones

El diseño y la implantación de sistemas de alarma por voz en túneles de tráfico representan un desafío técnico significativo debido a las complejas condiciones acústicas y ambientales presentes en estos entornos. La acústica desfavorable dentro de los túneles, caracterizada por superficies reflectantes y niveles de ruido elevados generados por el tráfico y los sistemas de ventilación, compromete la inteligibilidad del habla y la efectividad de los mensajes transmitidos. Las exigencias en niveles de presión sonora y de inteligibilidad deben ser realistas con la arquitectura del propio túnel.

Para asegurar una comunicación efectiva durante emergencias, es esencial que los sistemas de alarma por voz empleen altavoces con adecuada directividad, linealidad y respuesta en frecuencia. La corrección del retardo de propagación mediante el uso de líneas de retardo ayuda a evitar la percepción de ecos y garantizar una transmisión clara del mensaje a lo largo del túnel, aunque, según se ha visto, estos retardos pueden entorpecer el tiempo efectivo de evacuación por lo que debe existir un compromiso entre el retardo aplicado y el tiempo de evacuación deseado.

No existe una norma común que establezca claramente los requisitos técnicos que deben cumplir los sistemas de alarma por voz en túneles. En cualquier caso, se debe evitar el uso de recomendaciones de entornos más simples, el criterio de diseño debería ser específico y estandarizado.

A pesar de los avances normativos y tecnológicos, persisten desafíos prácticos como el mantenimiento de condiciones acústicas óptimas y la gestión eficiente de sistemas distribuidos en secciones para abarcar túneles de gran longitud.

El desarrollo continuo en técnicas de diseño acústico y avances en tecnología de megafonía son fundamentales para mejorar la robustez y fiabilidad de los sistemas de alarma por voz en túneles, asegurando así una respuesta efectiva y segura ante situaciones de emergencia para los usuarios y operadores involucrados. Además, el diseño acústico arquitectónico de soluciones fonoabsorbentes es fundamental para poder reducir el número de reflexiones y mejorar con ello el nivel de inteligibilidad.

En cualquier caso, el objetivo debe ser consigue llegar a una situación de compromiso para mantener un nivel de inteligibilidad aceptable y asegurar que el mensaje se emite dentro del tiempo máximo permitido.

Referencias

[1] Parlamento Europeo y Consejo. (2004). DIRECTIVA 2004/54/CE sobre requisitos mínimos de seguridad para túneles de la red transeuropea de carreteras.

[2] Ministerio de Fomento. (2006). Real Decreto 635/2006, de 26 de mayo, sobre requisitos mínimos de seguridad en los túneles de carreteras del Estado. Boletín Oficial del Estado, 126, 27 de mayo de 2006. Referencia: BOE-A-2006-9296.

[3] CENELC. (2011). BS EN 60268-16:2011. Sound system equipment. Part 16: Objective rating of speech intelligibility by speech transmission index. Bruselas, agosto 2011.

[4] Asociación Española de Normalización. (2017). UNE-EN 50849:2017. Sistemas de sonido para servicios de emergencia. Ratificada en abril de 2017.

[5] Díaz Contreras, J. M., Vaquera Bermúdez, P. (2023). Criterios de inteligibilidad en los sistemas de alarma y evacuación por voz. Cuenca.

[6] Barrera, J., Díaz, J. M. (2020). La inteligibilidad en los sistemas de evacuación por voz. Málaga. Recuperado de https://lda-audiotech.com/category/articulos/blog-tecnico/

[7] Asociación Española de Normalización. (2020). UNE 23007-32. Sistemas de detección y alarma de incendios. Parte 32: Planificación, diseño, instalación, puesta en marcha, uso y mantenimiento de sistemas de alarma por voz. Madrid, septiembre 2020.

[8] Start, E. (2011). Design of voice alarm systems for traffic tunnels: Optimisation of speech intelligibility. Duran Audio BV, Zaltbommel, The Netherlands.

[9] Persson, M. (2002). Quantitative Risk Analysis Procedure for the Fire Evacuation of the Road Tunnel. Department of Fire Safety Engineering, Lund University, Report 5096, Lund.

[10] Přibyl, P., Přibyl, O. (2011). Effect of tunnel technological systems on evacuation. Czech Technical University in Prague, Faculty of Transportation Sciences, Na Florenci 25, Praha 1, 11000, Czech Republic.

[11] Asociación Española de Normalización. (2010). UNE-EN 54-16:2010. Sistemas de detección y alarma de incendios. Parte 16: Control de la alarma por voz y equipos indicadores, apartado 7.1.1.

[12] Asociación Española de Normalización. (2002). UNE-EN 60849. Sistemas electroacústicos para servicios de emergencia. Madrid, mayo 2002. (Derogada por UNE EN 50849:2017).

[13] Vedul Tronstad T., D. Jenssen Gunnar, Moscoso C., Södersten C., Zaikonnikov E. (2021). Sound signals to improve evacuation in road tunnels. Fire Safety Journal 125. Norway.

[14] J. van Wijngaarden, S., A. Verhave, J. (2005). Prediction of speech intelligibility for public address systems in traffic tunnels. The Netherlands.

[15] Lau1, A., Rowe1 D. (2015). Comparative analysis of on-site STIPA measurements with EASE predicted STI results for a sound system in a railway station concourse. Acoustic 2015 Hunter Valley. Sydney, Australia

[16] AXYS© Tunnel (2020). Public Address Solutions for tunnels: Intelligent Solutions for Delivering Speech Intelligibility. HARMAN©.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ÁMBITO NORMATIVO PARA LA PLANIFICACIÓN, DISEÑO Y MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS DE ALARMA POR VOZ

Juan Manuel Díaz[1], Javier Barrera[2], Pablo Vaquera[3]

[1] Director de Proyectos (CPMO) en LDA Audiotech S.L. (Máster en Ingeniería Acústica)
{jmdiaz@lda-audiotech.com}
[2] Director General (CEO) en LDA Audiotech S.L. (Máster en Ingeniería Acústica)
{jbarrera@lda-audiotech.com}
[3] Responsable del área de Consultoría en LDA Audiotech S.L.
{pvaquera@lda-audiotech.com}

Resumen
Los sistemas acústicos de alarma por voz tienen cada vez más relevancia en el ámbito de la seguridad dada la importancia de evacuar de forma correcta y ordenada a los usuarios de un recinto, en particular cuando los ocupantes no se encuentran formados en las vías de evacuación del edificio. La serie de normas UNE-EN 54 establecen los requisitos que estos sistemas deben cumplir para la correcta certificación de su implantación. En este artículo se analiza el ámbito normativo actual para la planificación, diseño y el mantenimiento de los sistemas de alarma por voz como parte de instalaciones de protección contra incendios o para fines de emergencia diferentes, mediante la comparativa de requisitos definidos para un proyecto diseñado con la norma UNE-EN 60849 vigente, respecto a la nueva norma UNE-EN 23007-32 en proceso de implantación.

Palabras clave: evacuación, voz, alarma.

Abstract
Voice alarm systems are increasingly relevant in the field of safety due to the importance of evacuating users from a facility correctly and orderly, particularly when the occupants are not trained in the building's evacuation routes. The UNE-EN 54 series of standards establish the requirements that these systems must meet for proper certification of their implementation. This article analyzes the current regulatory framework for the planning, design, and maintenance of voice alarm systems as part of fire protection installations or for other emergency purposes. It compares the requirements defined for a project designed with the current UNE-EN 60849 standard with those of the new UNE-EN 23007-32 standard, which is in the process of being implemented.

Keywords: evacuation, voice, alarm,

PACS nº. 43.72.Kb, 43.72.-p, 43.72.Dv

1 Introducción

El objetivo principal es la comparativa entre la norma UNE EN 60849 sobre “Sistemas electroacústicos para servicios de emergencia” [1] y la UNE 23007-32 “Sistemas de detección y alarma de incendios

(Parte 32: Planificación, diseño, instalación, puesta en marcha, uso y mantenimiento de sistemas de alarma por voz)" [2], a la hora de llevar a cabo un proyecto de sistema de alarma por voz (VAS, del inglés Voice Alarma System).
Para ello, se realizará un ejemplo práctico con un proyecto real de sistema VAS, tanto bajo las directrices de la actual norma EN 60849, como siguiendo las instrucciones de la UNE 23007-32. Esta última prevé dos métodos de diseño del sistema, prescriptivo y detallado, que así mismo se tendrán en cuenta en la comparativa.

2 Definición de especificaciones

En el modelo que tomaremos como ejemplo se requiere la implantación de un sistema de alarma por voz, que dará servicio a cuatro salas diáfanas dedicadas a oficinas, en el marco de un edificio que ya dispone de un sistema independiente para las zonas comunes.
El sistema se dividirá en cuatro zonas de alarma por voz, una por cada sala, siendo capaz de dar avisos específicos e independientes para cada una de las salas o de replicar los avisos del sistema de las zonas comunes, además de permitir la difusión de mensajes de viva voz.

2.1 Características del recinto

El recinto ejemplo en estudio consta de cuatro salas diáfanas, con una superficie total de 6.538 m^2, conectadas a través de pasillos y halls en las zonas comunes (Figura 1).
Los materiales constructivos utilizados son el terrazo en los suelos, placas de yeso laminado en paredes y un falso techo acústico, con un coeficiente de absorción medio de 0,02, 0,11 y 0,58, respectivamente.

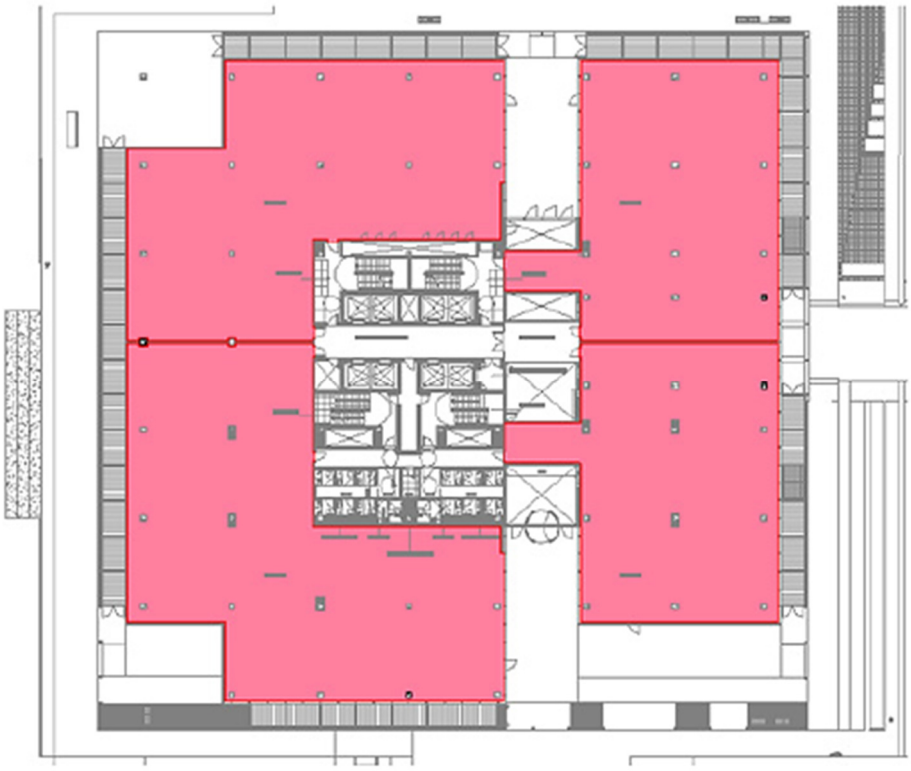


Figura 1 – Áreas en estudio.

3 Diseño de la solución electroacústica

Para el análisis se hará uso del software EASE© en su versión Estándar, que trabaja con modelos estadísticos (fórmulas de Sabina y Eyring) [3]. Con los materiales y la disposición propuesta, el modelo arroja un tiempo de reverberación (RT, del inglés Reverberation Time) de 0,57 segundos. Para el ruido de fondo, se utilizará una media de 65 dB, habitual en este tipo de recinto. Los altavoces se proponen dispuestos empotrados en el falso techo, a 3 metros de altura.
Con todo lo anterior, se trata por tanto de un ADA (Área Acústicamente Diferenciables) catalogada como simple [2].

3.1 Cobertura

3.1.1 Distribución según UNE-EN 60849

Si bien la norma UNE-EN 60849 no especifica ninguna pauta para el diseño de la solución electroacústica, sí indica los niveles de inteligibilidad: “La inteligibilidad de palabra sobre un área de cobertura deberá ser igual a o mayor de 0,7 en la escala de inteligibilidad común (CIS, del inglés Common Intelligibility Scale). Si las personas que deben entender los mensajes están, o estarán en el futuro, familiarizados razonablemente con éstos a través de ensayos regulares del sistema, la inteligibilidad efectiva tiende a incrementarse aproximadamente 0,05 en la escala CIS si el rango de inteligibilidad está entre 0,6 y 0,7”.
La equivalencia con el índice STI (del inglés, Speech Transmission Index) indica que la inteligibilidad de palabra no debe estar por debajo de STI 0,50. En el caso de oyentes familiarizados con los mensajes, la inteligibilidad aceptable podría bajar hasta STI 0,45.
En el anexo C, apartado 2, también se especifican los niveles objetivo de presión sonora: “Las señales de aviso en toda el área de cobertura deberán cumplir los siguientes criterios:

A. nivel de sonido mínimo absoluto: 65 dBA;
B. nivel de sonido mínimo absoluto en modo durmiente: 75 dBA;
C. audibilidad de la alarma de sonido sobre ruido de fondo (señal-ruido): de 6 dBA a 20 dBA (o
D. de 9 dB a 23 dB en las bandas de frecuencia de alarma correspondientes);
E. nivel máximo de sonido de alarma (para limitar la exposición): 120 dBA.”

Dado que no especifica ninguna pauta explícita para la distribución de los altavoces, es necesaria la realización de un estudio acústico para garantizar que se cumplen los requisitos de inteligibilidad y presión sonora, arrojando valores por encima de los 0,5 de STI, según Figura 2.

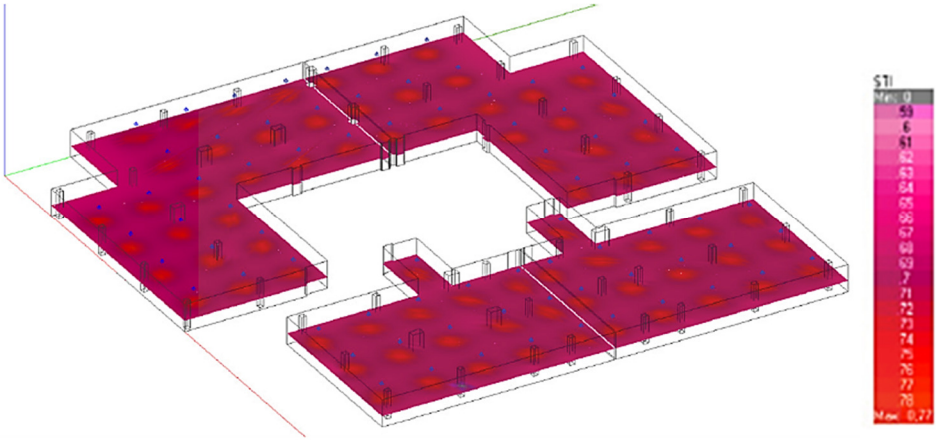


Figura 2 – Distribución de altavoces según el diseño de la norma UNE-EN 60849.

3.1.2 Diseño según UNE-EN 23007-32

3.1.2.1 Método prescriptivo

En un ADA catalogada como simple, como las del recinto sujeto de estudio, la norma UNE-EN 23007-32 considera que el diseñador del VAS puede ser capaz de estimar los tipos, cantidades y ubicaciones de los altavoces requeridos usando el método de diseño prescriptivo: "La buena cobertura de un ADA se puede obtener cuando los altavoces de techos están distribuidos en una rejilla cuadrada con una separación de dos veces la altura del techo, hasta un límite de 6 m de separación".

En virtud de esta directriz, es posible diseñar una rejilla con 6 metros de separación entre altavoces, ajustando algunas separaciones a la baja para un mejor encaje con la arquitectura del recinto (Figura 3).



Figura 3 – Distribución de altavoces según el método prescriptivo de la norma UNE-EN 23007-32.

3.1.2.2 Método detallado

Aunque la UNE-EN 23007-32 solo exige la utilización del método de diseño detallado en una ADA donde las recomendaciones para el método prescriptivo no se puedan medir o predecir, con el objetivo de comparar resultados, se lleva a cabo un estudio bajo el método, previsto en la norma, "Modelo de simulación por ordenador basada en respuestas al impulso simuladas".

Siguiendo las pautas contenidas en el apartado 6.5.4 b) [2], se crea "un modelo tridimensional del ADA usando un programa informático diseñado para predecir con precisión el comportamiento acústico. El detalle requerido de la geometría modelada debe tener en cuenta las superficies acústicamente relevantes más que los detalles arquitectónicos. Las propiedades de difusión del sonido de las superficies se deben tener en cuenta adecuadamente".

Según indica, "después de la creación de la geometría del recinto, el modelo debe ajustarse al tiempo de reverberación previsto del ADA". En el caso que nos ocupa, ante la imposibilidad de realizar mediciones empíricas, este ajuste se realiza indicando al software de simulación los materiales constructivos de las superficies modeladas, previa consulta con el diseñador del edificio.

La norma UNE-EN 23007-32 también especifica que "para poder incorporar altavoces adecuadamente dentro del modelo de simulación, son necesarios conjuntos de datos que describan los parámetros electroacústicos de los altavoces propuestos. Éstos, consisten principalmente de las características de radiación polar en función de la frecuencia. Estos archivos de datos deberían ser aprobados por el fabricante y deben reflejar las propiedades reales del altavoz". Para esta simulación se usará el fichero *.gll* del altavoz proporcionado por el fabricante (Figura 4).

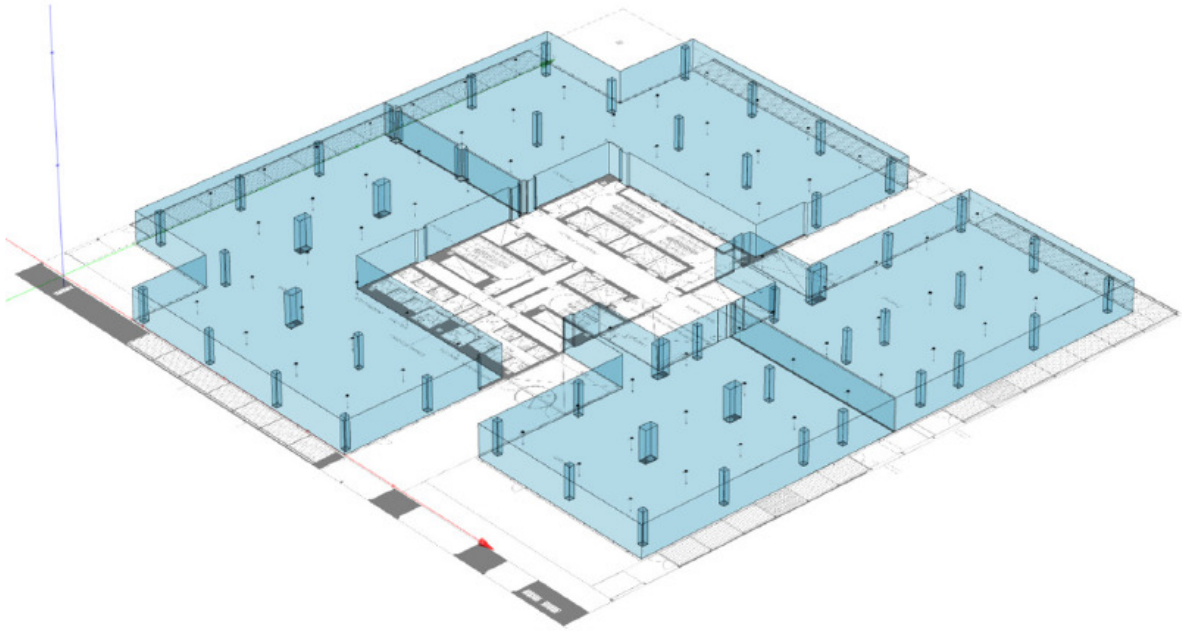


Figura 4 – Distribución de altavoces según el método detallado de la norma UNE-EN 23007-32.

Sobre las áreas de audiencia, indica que "al calcular la distancia desde los altavoces, la altura de escucha de los oyentes sentados debe considerarse 1,2 m por encima del suelo y la altura de escucha de oyentes de pie debe considerarse 1,6 m por encima del suelo". En el caso en estudio, al tratarse de áreas de oficinas, con predominio de oyentes sentados, se considera 1,2 metros como área de audiencia.
El resultado de la simulación arroja valores de inteligibilidad STI se sitúan por encima del 0,50 requerido (Figura 5).

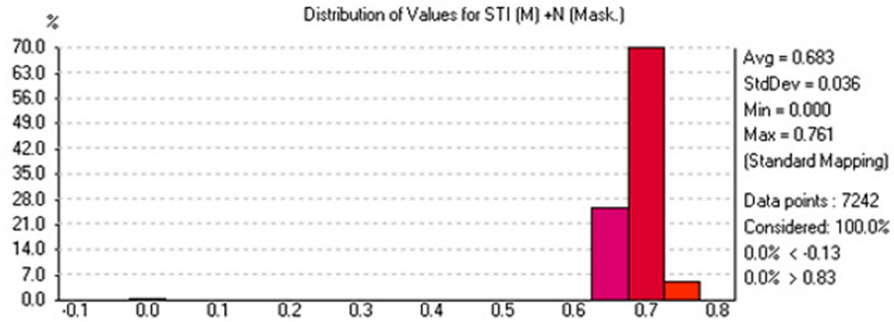


Figura 5 – Distribución de STI según el método detallado de la norma UNE 23007-32 en el modelo.

Según el apartado 1.3 del Anexo B de la norma, "En el caso de un fallo en un amplificador o vía de transmisión (circuito abierto, cortocircuito o fallo de igual efecto) la inteligibilidad del habla de acuerdo

con el método STI en cada zona de alarma por voz no debería caer por debajo de 0,45. Además de los requisitos para el nivel de seguridad I, este nivel requiere que las vías de transmisión se dispongan tal que incluso en el caso de un fallo, un mensaje de emergencia inteligible todavía pueda ser escuchado en las áreas afectadas. Esto se puede lograr por medios tales como cables tendidos de forma diversificada (véase 7.5.6) o cables de altavoz cableados en lazo (véase 7.5.7). De manera que, se permite el fallo de, por ejemplo, uno de dos circuitos de altavoces instalados en una misma zona de alarma por voz". Es decir, será necesario por tanto realizar una simulación considerando la mitad de los altavoces, para asegurar que en caso de fallo en una de las vías de transmisión (A/B), los valores medios de STI no caigan por debajo de 0,45.

3.2 Vías de transmisión

3.2.1 Diseño según UNE-EN 60849

Según el apartado 4.1 de la UNE-EN 60849, "el fallo de un único circuito amplificador o altavoz no implicará la pérdida total de servicio en la zona de altavoces cubierta". A fin de cumplir con este punto, las líneas de altavoces se dividirán por tanto en A/B (tresbolillo), de tal forma que el fallo en un amplificador, línea o altavoz no suponga la pérdida total del servicio en la zona. Contaremos, por tanto, con 8 líneas en total, 2 para cada zona de altavoces de emergencia, conectadas cada una a un canal de amplificación independiente:



Figura 6 – Distribución de líneas de altavoces según la norma UNE 60849.

3.2.2 Diseño según UNE-EN 23007-32

Como se ha indicado anteriormente, la norma UNE-EN 23007-32 establece que las vías de transmisión se dispongan tal que incluso en el caso de un fallo, un mensaje de emergencia inteligible todavía pueda ser escuchado en las áreas afectadas, como cables tendidos de forma diversificada o cables de altavoz cableados en lazo, de manera que, se permite el fallo de, por ejemplo, uno de dos circuitos de altavoces instalados en una misma zona de alarma por voz.

Con el tendido de cables en A/B (tresbolillo) mostrado en el apartado anterior, se evitará que una zona de emergencia quede sin servicio en su totalidad en caso de fallo en uno de los circuitos, aunque la norma nos facilita otros métodos para cumplir con las recomendaciones:

- Uso de cables resistentes al fuego.
- Uso de conductores resistentes al fuego.
- Tendido de cables a través de zonas de bajo riesgo.
- Cableado en lazo con aisladores automáticos.
- Limitación del número de altavoces que pueden fallar debido a un único fallo.

3.3 Instalación

3.3.1 Diseño según UNE-EN 60849

En el apartado 6 de la UNE-EN 60849, se indica sobre la instalación del cableado: "Si el sistema de sonido de emergencia forma parte de un sistema de alarma y/o de detección de emergencia, el cableado deberá cumplir los requisitos de las normas nacionales o locales obligatorias para sistemas de emergencia y/o alarma". Cuando se instale un sistema electroacústico de emergencia en combinación con un sistema de detección de emergencia, las normas de instalación para el sistema electroacústico deben cumplir, hasta donde sea posible, con las normas requeridas para el sistema de detección. Por lo tanto, al igual que para los sistemas de detección, será necesario cableado con una resistencia intrínseca al fuego (AS+).
Además, la norma indica que "Los conectores deberán cumplir con la Norma CEI 60268-11 o con la Norma CEI 60268-12. Los requisitos para resistencia al fuego de los conectores pueden también ser estipulados por las autoridades competentes." Se utilizarán a este respecto clemas cerámicas, para dotar de resistencia al fuego también a los empalmes y conexiones en el cableado.

3.3.2 Diseño según UNE-EN 23007-32

Por su parte, la UNE-EN 23007-32 en su apartado 7 nos ofrece, entre otras, las siguientes directrices "Los cables se deben instalar de acuerdo con las reglamentaciones locales, regionales o nacionales o, donde estas no sean aplicables o no estén disponibles, se deben seguir las recomendaciones de este apartado. Las características eléctricas de todos los cables, tales como caída de tensión, capacidad de transporte de intensidad, impedancia, capacitancia, tensión de rotura y resistencia de aislamiento, deben ser adecuadas para el sistema. La caída de tensión máxima en cualquier línea de altavoces no debe exceder del 10%. Así mismo, en el diseño se debe tener en cuenta que el efecto acumulado de las líneas de altavoces y los propios altavoces no debe ser menor que la carga resistiva mínima o mayor que la carga capacitiva máxima declaradas por el fabricante". "Las cajas de empalme, prensaestopas, sellos, etc. deben resistir al menos la misma temperatura y protección contra el de agua que la del cable para el que se usen. A menos que se cubra por reglamentaciones locales, regionales o nacionales, los cables que sirven a altavoces deben ser capaces de soportar los efectos del fuego durante 30 min como mínimo o recibir una protección adecuada para poder soportar los efectos durante ese período de acuerdo con la Norma EN 50200 (PH30)".
En definitiva, se deduce que, al igual que en la UNE-EN 60849, es conveniente la utilización de cableado resistente al fuego, con conectores cerámicos que no pongan en peligro la integridad de las vías de transmisión, aunque no se especifica su obligatoriedad.

4 Nuevas herramientas para el diseño

Esta nueva norma introduce un conjunto de recomendaciones, dirigidas a la optimización de los distintos procesos a llevar a cabo en cada una de las fases de un proyecto de sistema de alarma por voz, manteniendo unas obligaciones similares a la UNE-EN 60849, lo que redunda en sistemas mejor diseñados, más seguros y a menores costes. Algunas de las herramientas que pone a nuestra disposición la UNE-EN 23007-32, y que pueden aportar importantes beneficios respecto a la norma UNE-EN 60849 al proyecto son:

4.1 Definición de las fases del proyecto

En el apartado 4.3 de la norma se detallan pormenorizadamente las fases para la realización de un proyecto, y se definen las responsabilidades de cada actor interviniente. Siguiendo las directrices aportadas, se garantiza que el diseñador del sistema dispone de toda la información y documentación necesarias desde el inicio del proyecto, permitiendo una gestión del tiempo más eficiente.

4.2 Evaluación de necesidades, evaluación de riesgos, consultas

La UNE-EN 23007-32 también desgrana las responsabilidades del comprador del sistema en cuanto a la realización de una evaluación de riesgos, y las consultas que debe realizar con otras partes responsables para decidir los requisitos del sistema. Esto provee al diseñador de una serie de criterios, claros y detallados, de los que valerse a la hora de diseñar el sistema más optimo, ahorrando así tiempos y costes.

4.3 Nivel de seguridad y categoría del sistema

Otras de las facilidades que introduce la UNE-EN 23007-32, son los conceptos de “Nivel de seguridad” y “Categoría” del VAS (sistema de alarma por voz). La especificación de un nivel de seguridad se basa en los escenarios de peligro posibles identificados por la evaluación del riesgo, mientras que las categorías se basan en la estrategia de evacuación, el riesgo y el nivel de competencia del personal. De esta forma, se categorizan las necesidades del sistema, con independencia del fabricante o instalador, haciendo que éste sea adecuado al riesgo existente y que no sea innecesariamente complejo o caro de instalar u operar.

4.4 Método de diseño prescriptivo

La norma UNE-EN 23007-32 permite la realización de diseños bajo el método prescriptivo, siempre y cuando se trate de áreas acústicamente simples (los criterios que establece suelen cumplirse en oficinas, habitaciones de hotel, hospitales, etc.). Así, indica claramente las pautas a seguir al realizar la elección y la distribución de altavoces en el recinto a sonorizar.
Este método está basado en un conjunto de fórmulas matemáticas que aseguran la obtención de resultados de inteligibilidad satisfactorios en este tipo de áreas, sin necesidad de utilizar softwares de simulación acústica, con el consiguiente ahorro de recursos y sin comprometer en modo alguno la seguridad. La utilización de este método redunda también en una menor necesidad de mediciones y comprobaciones, al quedar matemáticamente garantizada su efectividad bajo los criterios que la norma indica. Esto, a su vez, permite que instaladores, integradores e ingenierías puedan llevar a cabo proyectos de sistemas de alarma por voz sencillos sin la necesidad de contratar servicios externos de consultoría, reduciendo costes y asegurando resultados satisfactorios.

4.5 Supuestos de no cumplimiento

Por otro lado, la nueva norma UNE-EN 23007-32 prevé muchos de los supuestos en los que las recomendaciones no pueden cumplirse y que se dan con frecuencia (recintos con niveles de reverberación tales que imposibilitan llegar a los valores de inteligibilidad requeridos, líneas con caídas de tensión mayores a las recomendadas, etc.), permitiendo acuerdos entre las partes interesadas y evitando puntos muertos en el desarrollo de los proyectos, así como sobrecostes sin impacto sobre la operatividad del sistema.

4.6 VAS distribuido

Si bien la UNE-EN 60849 referencia, en algunos de sus apartados, los sistemas con armarios distribuidos, en ningún momento entra a describir y regular esta posibilidad en detalle. En cambio, en la UNE-EN 23007-32 se profundiza en este tipo de sistemas, favoreciendo el diseño de estos, con las ventajas a nivel operativo que representan, y el consiguiente ahorro en cableado para líneas de altavoces.

5 Matriz comparativa

A continuación, se incluye una tabla matriz comparativa con los principales apartados involucrados en el desarrollo de proyectos VAS, donde se pueden observar las diferencias y similitudes entre ambas normas. Esta tabla comparativa pretende ayudar a entender las mejoras propuestas en la nueva norma, así como los diferentes parámetros de diseño contemplados.

Tabla 1 – Matriz comparativa de los puntos clave de la norma UNE-EN 23007-32 y UNE-EN 60849.

	UNE-EN 23007-32	**UNE-EN 60849**
Herramienta de ayuda al diseño	Método Prescriptivo y Detallado	No contemplado
Inteligibilidad	STI > 0,5 *Se contemplan valores inferiores en casos determinados.	CIS > 0,7 (STI > 0,5)
Método evaluación inteligibilidad	STI, STIPA	CIS (STI, RASTI, PB, MRT, AI, ALCONS)
Áreas de cobertura	Según evaluación de riesgo	No especificado
SPL (Nivel de presión sonora)	> 65 dB, < 120 dB	>65dB, <120dB
Relación Señal-Ruido	> 6dB *cada ADA debe estudiarse por separado	Entre 6 - 20 dBA
Niveles de seguridad y categorías	Contemplado	No contemplado

	UNE-EN 23007-32	UNE-EN 60849
Amplificadores de reserva	Considerado como opción	No detallado
Cableado redundante A+B (tresbolillo)	Considerado como opción	No detallado
Cableado resistente al fuego	Considerado como opción	No detallado
Conductos resistentes al fuego	Considerado como opción	No detallado
Cableado en lazo	Considerado como opción	No detallado
Alimentación de reserva	Requerido (baterías de reserva) *Sujeto a evaluación de riesgo y acuerdo entre partes responsables.	Requerido (baterías/fuente alimentación auxiliar))
Capacidad alimentación de reserva (en evacuación)	30 min o dos veces tiempo de evacuación.	30 min o dos veces tiempo de evacuación.
Alimentación de reserva en modo PA	No obligatorio	No obligatorio
Sistema distribuido	Contemplado y detallado	Contemplado
Sistema jerárquico	Contemplado	No contemplado

Algunos casos que destacar serían, por ejemplo, los relativos a la supervisión de líneas. La UNE-EN 60849 solo indica que "el fallo en un único circuito amplificador o altavoz no implicará la pérdida total de servicio en la zona de altavoces cubierta", sin entrar en detalles sobre cómo cumplir este requisito, lo que históricamente se ha resuelto en la práctica utilizando canales de reserva, y cableados redundantes tipo A/B o "tresbolillo". En cambio, la UNE-EN 23007-32 ofrece diversas técnicas para conseguir el mismo resultado, como el uso de cables resistentes al fuego, cableado en lazo con aisladores automáticos, el tendido de cableado por zonas de bajo riesgo, etc. Estas opciones, en determinadas ocasiones, pueden redundar en proyectos más sencillos de ejecutar, sin renunciar a la seguridad y abaratando costes.

Otro caso para destacar es el de la alimentación de reserva, donde la UNE-EN 23007-32 no solo indica los requerimientos, sino todas las técnicas posibles, además de los sistemas de cargador y baterías, para cumplirlos, adaptándose a los distintos escenarios (por ejemplo, un centro logístico que cuenta con grupo electrógeno y sistemas de alimentación independientes).

6 Conclusiones

En definitiva, la nueva norma UNE-EN 23007-32 reestablece los requerimientos de su predecesora UNE-EN 60849, ampliando y detallando la información sobre éstos. Además, ofrece distintas opciones y ejemplos sobre cómo acometer, ayudando a diseñar sistemas más optimizados.
Según los datos y estudios expuestos podemos afirmar que, en la práctica, el diseño de un sistema VAS sigue unas directrices muy similares bajo ambas normas, si bien la norma UNE-EN 23007-32 ofrece descripciones mucho más detalladas sobre los requerimientos técnicos y generales que debe cumplir el sistema. En este sentido, la realización de proyectos de implantación de sistemas de alarma por voz es mucho más simple siguiendo las recomendaciones de la UNE-EN 23007-32, dada la mayor concreción en cada uno de sus apartados con respecto a su predecesora.
Esto no significa, como se ha visto en apartados anteriores, que se introduzcan nuevas exigencias o criterios de diseño más restrictivos, sino que se amplían las herramientas disponibles para una mejor y más sencilla toma de decisiones por parte del diseñador del sistema.

Referencias

[1] Asociación Española de Normalización. (2002). UNE-EN 60849. Sistemas electroacústicos para servicios de emergencia. Madrid, mayo 2002. (Derogada por UNE EN 50849:2017).

[2] Asociación Española de Normalización. (2020). UNE 23007-32. Sistemas de detección y alarma de incendios. Parte 32: Planificación, diseño, instalación, puesta en marcha, uso y mantenimiento de sistemas de alarma por voz. Madrid, septiembre 2020.

[3] Díaz Contreras, J. M., Vaquera Bermúdez, P. (2023). Criterios de inteligibilidad en los sistemas de alarma y evacuación por voz. Cuenca.

[4] CENELC. (2011). BS EN 60268-16:2011. Sound system equipment. Part 16: Objective rating of speech intelligibility by speech transmission index. Bruselas, agosto 2011.

[5] Asociación Española de Normalización. (2017). UNE-EN 50849:2017. Sistemas de sonido para servicios de emergencia. Ratificada en abril de 2017.

[6] Barrera, J., Díaz, J. M. (2020). La inteligibilidad en los sistemas de evacuación por voz. Málaga. Recuperado de https://lda-audiotech.com/category/articulos/blog-tecnico/

[7] Asociación Española de Normalización. (2010). UNE-EN 54-16:2010. Sistemas de detección y alarma de incendios. Parte 16: Control de la alarma por voz y equipos indicadores, apartado 7.1.1.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA LA CONVERSIÓN DE UN GRABADOR DIGITAL EN UN ANALIZADOR DE ESPECTRO

Carmelo Villa Prado[1], Rafael Sánchez Sánchez[2], Juan Pedro Bolívar Raya[3]

Radiation Physics and Environment Group, Research Center in Natural Resources, Health and Environment, University of Huelva

[1] villapc@dci.uhu.es [2] rafael.sanchez@dimme.uhu.es [3] bolivar@uhu.es

Resumen

Los sonómetros y analizadores de espectro son dispositivos costosos, con baja autonomía y gran tamaño, especialmente recomendados para su uso en laboratorios. De esta manera, en el caso de estudios de bioacústica, que requieren de la instalación de numerosos dispositivos, esto puede ser inviable. Es común encontrar en la literatura algunas metodologías para el uso de equipos económicos, como grabadoras o teléfonos móviles, para la realización de estudios bioacuáticos mediante evaluación de espectrogramas, pero en general no son válidos para medir niveles de presión sonora, especialmente si se requiere una precisión de Clase 1. Por tanto, este estudio tiene como objetivo principal desarrollar una metodología para la conversión de una grabadora digital en un analizados de espectros, alcanzando precisiones compatibles con las obtenidas mediante un sonómetro de Clase 1.
Para llevar a cabo este objetivo ha sido necesario desarrollar un software en lenguaje Java, llamado Tulin, que extrae el sonido digital registrado por la grabadora y, aplicando los procesos necesarios mediante el filtrado digital, obtener el espectro en dB y el nivel de presión sonora total, SPL. Mediante la aplicación de esta herramienta a la señal acústica es posible adaptar el nivel de sensibilidad del micrófono de la grabadora a la sensibilidad del sonómetro. Finalmente, Tulin proporciona, entre otros, el nivel de presión sonora continua equivalente en varias ponderaciones frecuenciales y un filtrado en bandas de tercios de octava de acuerdo con los estándares de los analizadores acústicos de clase 1.

Palabras clave: Sonómetro, analizador de espectro, bandas de tercios de octava

Abstract

Acoustic spectrum analyzers and sound level meters are expensive devices, with low autonomy and large size, especially recommended for laboratory use. Thus, for bioacoustics studies that require the installation of numerous devices doing these studies unfeasible. It is common to find in the literature some methodologies for the use of cheap devices, such as recorders or mobile phones, to be used in bioacoustics studies for spectrograms evaluation, but in general they are not valid to measure sound pressure levels, especially if Class 1 is required. For that, this study has as central objective to develop a methodology for converting digital recorders into spectrum analyzers, achieving precisions compatible with those of a Class 1 sound level meter.
To carry out this objective, it has been needed to develop a software tool in Java language, called Tulin, which extracts the digital sound signal stored in the recorder and by applying it the necessary processes through digital filtering obtains the spectrum in dB and total SPL. By applying these tools to the digital acoustic signal, it is possible to adapt the sensitivity level of the recorder's microphone to the sensitivity of the sound level meter. Finally, Tulin provides, among others, the equivalent continuous sound

pressure level in various frequency weightings and filtering in third-octave bands according to the standard for Class 1 acoustic analyzers.

Keywords: Sound level meter, spectrum analyzer, third-octave bands

PACS no. 43.38.Md, 43.58.Kr, 43.60.-c, 43.60.+d

1. Introducción

La caracterización del sonido ambiental ha tenido un auge muy importante en los últimos años en gran parte debido al desarrollo de nuevas metodologías basadas en el empleo de dispositivos de bajo coste como teléfonos móviles o grabadoras. Estos estudios acústicos ambientales [1][2] requerían en el pasado de costosos equipamientos como analizadores de espectro sonoro y sonómetros, equipos que además de no ser muy apropiados para cubrir amplias extensiones, debido al número de dispositivos necesarios, tienen otras limitaciones como su reducida autonomía, así como su elevado peso y volumen[3]. Con el reciente crecimiento de la investigación en el campo de la industria electrónica y el desarrollo de dispositivos de pequeño tamaño y reducido coste, la mayor parte de estos inconvenientes se han solventado, siendo posible la realización de estos estudios acústicos ambientales en amplias extensiones, con infraestructuras reducidas y con un coste asumible por la mayor parte de los equipos de investigación[4][5].

Uno de los dispositivos que más se están empleando para la realización de estudios acústicos son las grabadoras, equipos de muy reducido tamaño y peso que pueden ser colocados sin dificultad en cualquier elemento urbano, con una gran autonomía, monitorizando el sonido durante semanas gracias a su bajo consumo y gran capacidad de almacenaje. Algunas de las metodologías desarrolladas para estos equipos acústicos se fundamentan en el conteo de especímenes animales a partir de las grabaciones o determinación de presencia animal en determinados hábitats. Otras investigaciones, sin embargo, van enfocadas al empleo de estas grabadoras para determinación de niveles de presión sonora (SPL por sus siglas en inglés) y caracterización de paisajes sonoros mediante estudios comparativos, aunque también son empleadas para estudios de ruido y contaminación acústica.

El propósito de esta metodología es desarrollar un método que permita emplear una grabadora como sonómetro y analizador de espectro sonoro. Para llevar a cabo este método se ha programado un software específico, denominado Tulin, que a partir de los archivos de audio de la grabadora y mediante un tratamiento apropiado de la señal de audio proporciona valores de SPL en varias ponderaciones frecuenciales y temporales, así como la realización un análisis en bandas tercios de octava de dicho sonido, con una precisión compatible con la obtenida por un dispositivo acústico categorizado como clase 1.

2. Materiales y Métodos

2.1 Materiales

Para el desarrollo de esta metodología se han empleado los siguientes equipos:

- Grabadora AudioMoth de la empresa Open Accoustic Devices[6]. Son grabadoras de reducidas dimensiones (58 x 48 x 15 mm), bajo consumo (3 pilas AA), amplia capacidad de almacenaje y que permiten grabaciones con frecuencias de muestreo que van desde los 8 Hz hasta los 384 kHz y que son programables. Registro en archivos de audio con formato WAV de 16 bits.

- Instalación acústica formada por una Interfaz de Audio USB Scarlett Solo de 3ª Generación de la empresa Focusrite10, un monitor de audio JVC y un portátil HP.
- Sonómetro de clase 1 modelo SC420 de la empresa CESVA[7], nombrado como SLM por sus siglas en inglés (Sound Level Meter).

2.2 Herramienta Tulin

Para poder extraer las presiones sonoras almacenadas en los archivos de audio en formato WAV de 16 bits registrados por la grabadora y poder manipularlos para obtener la información acústica, se ha desarrollado un software especifico denominado Tulin programado en lenguaje JAVA.
Tulin hace la extracción de las presiones brutas P_{Brutas} almacenadas de manera digital en el archivo WAV generado por la grabadora en formato de 16 bit. Estas presiones quedan almacenadas en el archivo WAV con las ganancias y sensibilidad proporcionadas por el micrófono instalado en la grabadora, de tipo MEMS, y con el ruido inherente de la electrónica del dispositivo. Estas presiones, por tanto, no tienen por qué ser compatibles con las que se obtengan del sonómetro patrón, y al extraerse consisten en una serie de datos discretos, con una separación entre datos igual a la inversa de la frecuencia de muestreo.
El software Tulin adapta estas P_{Brutas} discretas, extraídas directamente de la grabadora, para que los parámetros acústicos obtenidos de dichas presiones sean compatibles con los obtenidos por el SLM. La respuesta en frecuencia de la grabadora varía con la frecuencia, como también lo hace la respuesta del sonómetro, por tanto, el tratamiento que Tulin le debe aplicar a la señal acústica obtenida de las grabaciones del Audiomoth también variará con la frecuencia para que sean compatibles con las del SLM Cesva.
El método empleado por Tulin para la adaptación de las presiones se basa en la creación de un filtro digital, tipo IIR (Infinite Impulse Response)[8] y su aplicación se lleva a cabo mediante la Transformación Bilineal o Método de Tustin[9], que actuando en el dominio de la frecuencia filtra y adapta las presiones en el dominio discreto Z, permitiendo obtener los parámetros acústicos compatibles con el SLM. Este proceso requiere de una caracterización de la grabadora y diseño del filtro, pues cada dispositivo tiene sus propias características.
Una vez adaptadas las presiones, Tulin proporciona valores de SPL con ponderaciones frecuenciales A, C y Z y un filtrado en bandas de tercios de octava, empleando en todos los casos filtros digitales. Igualmente, Tulin también proporciona valores de SPL con ponderaciones temporales fast y slow y un espectrograma en frecuencias del sonido.

3. Resultados

3.1 Adaptación de la sensibilidad entre grabadora y SLM

Como se ha visto anteriormente la respuesta en frecuencia de las grabadoras y del SLM no son iguales, por lo que mediante un filtrado digital de la señal bruta ésta se modifica y adapta para que sea compatible con aquella que se obtiene con el SLM.
El software de extracción del SLM patrón no permite la obtención de las presiones acústicas directamente, extrayendo solamente el nivel de presión sonora equivalente (con ponderaciones en frecuencia A, C y Z) con un periodo de 1 s y 125 ms. Teniendo esto en cuenta, si se quiere conocer el tratamiento que es necesario aplicar a los archivos de audio WAV de la grabadora, la única posibilidad es comparar los niveles de presión sonora SPL de ambos dispositivos.
Con el propósito de hacer una comparativa entre los dos equipos, grabadora y SLM, se genera un sonido senoidal de amplitud contante y frecuencia linealmente variable desde los 10 Hz hasta los 20 kHz. Este

sonido tiene una duración de 40 segundos, por lo que en cada instante se conoce la frecuencia del sonido. Este sonido es reproducido en laboratorio y es registrado por ambos dispositivos al mismo tiempo y posteriormente se analizan y comparan sus niveles de SPL. En el caso de la grabadora estos niveles se calculan con el sonido tal y como se extrae, y en el caso del sonómetro con ponderación Z (sin ponderar), y en ambos casos con un promedio de 125 ms y en el caso de la grabadora, una frecuencia de muestreo de 48 kHz.

En la Figura 1, en amarillo, se encuentra representado el valor de L_{125ms} obtenido por Tulin a partir de las P_{Brutas} del archivo procedente de la grabadora. Por su parte, en azul, se muestra el valor de L_{125ms} obtenido del SLM en ponderación Z.

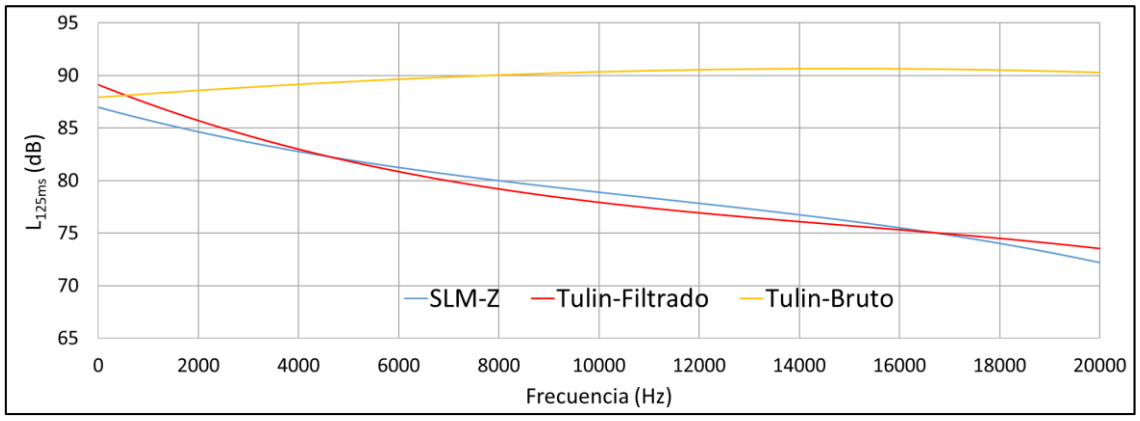


Figura 1 - Comparativa de L_{125ms} entre grabadora y SLM antes y después del filtrado digital

En la Figura 1 se puede ver que, al aumentar la frecuencia del sonido, los valores de SPL de la grabadora y del SLM van divergiendo, es decir, la respuesta en frecuencia de ambos equipos es completamente diferente, incrementándose esta diferencia a altas frecuencias. En dicha Figura 1 también se muestra, en rojo, el valor de SPL de la grabadora una vez filtrada por Tulin, donde se observa que los nuevos niveles obtenidos si son similares a los del SLM.

Para evaluar la similitud entre niveles de presión sonora, en la Figura 2 se muestra un diagrama de dispersión en el que se muestra la significación estadística entre las señales del SLM y las grabadoras antes (bruta) y después del filtrado mediante un análisis de regresión. En dicha grafica se muestra asimismo las líneas de regresión con sus respectivas incertidumbres a un nivel de confianza del 95%.

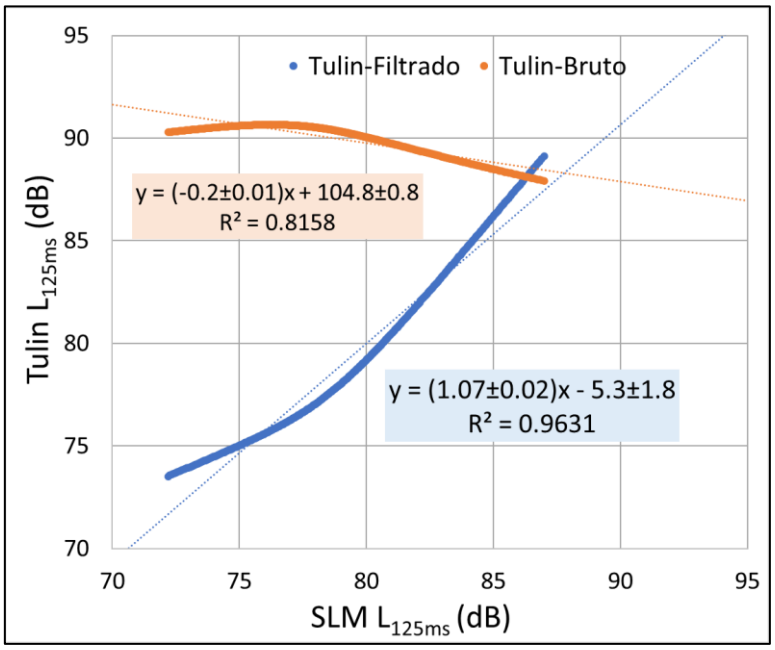


Figura 2 - Gráfico de dispersión entre el SLM y Tulin con valores brutos y filtrados

En la Figura 2 puede verse que antes del filtrado los niveles de SPL de ambos equipos no tienen ningún tipo de correlación entre sí. Sin embargo, después del filtrado los valores de SPL entre la grabadora y el SLM presentan una correlación muy próxima a la unidad en pendiente y valores acotados en la ordenada en el origen. También cabe destacar que esta correlación empeora en las áreas de bajas y altas frecuencias.

El filtro empleado para adaptar o modificar las P_{Brutas} procedente de la grabadora está definido mediante una función de transferencia en el dominio de Laplace (s). Esta función de transferencia *H(s)* tiene la forma de un cociente de dos funciones polinómicas, tal y como se indica en la Ecuación 1.

$$H(s) = \frac{Y(s)}{X(s)}, \tag{1}$$

Esta función de transferencia se ha diseñado de manera que maximice la correlación mostrada en la Figura 2 pero minimizando el grado de los polinomios *Y(s)* y *X(s)*. Cuanto mayor es el grado de los polinomios mejor resultados ofrece el filtrado y por tanto la correlación es mayor. Por otro lado, al aumentar el grado de los polinomios se reduce la eficiencia computacional. De este modo, es necesario alcanzar una solución de compromiso entre el desempeño de la función de transferencia y el tiempo de computación que Tulin necesita para realizar el filtrado. La función de transferencia *H(s)* diseñada para el filtrado de sensibilidad de las grabadoras está compuesta por el cociente de polinomios de orden 2.

Como se ha mencionado anteriormente el filtro H(s) está definido en el dominio de Laplace, sin embargo, esto equivale a estar definido en el dominio de la frecuencia ω sin más que aplicar la transformación s → jω.

Sin embargo, las presiones brutas obtenidas por Tulin del archivo de audio WAV está definido en el dominio discreto *Z*, por lo que es necesario hacer uso de la transformada bilineal o método de Tustin para poder filtrar la señal. Mediante este método, que consiste en aplicar a la función de transferencia H(s) la transformación de la Ecuación 2, se puede filtrar la señal en el dominio de la frecuencia y obtener la señal filtrada en el dominio discreto Z.

$$s \rightarrow \frac{2}{T}\left(\frac{1-z^{-1}}{1+z^{-1}}\right), \quad (2)$$

Donde T es la inversa de la frecuencia de muestreo.

Una vez aplicado el filtro de sensibilidad, las presiones ya están filtradas, $P_{Filtradas}$ y según la Figura 2 estas presiones están adaptadas y correlacionadas con las del sonómetro, de tal manera que los valores de SPL obtenidos por Tulin son compatibles con los SLM.

3.2 Obtención del Nivel de Presión SPL

En el subapartado anterior se generó un sonido sintético para determinar el filtrado que era necesario aplicar en Tulin a las P_{Brutas} extraídas del archivo WAV y obtener $P_{Filtradas}$ para adaptar o equiparar la señal de la grabadora a la del SLM. Una vez la señal ha pasado por el filtro se tienen las presiones filtradas que, al no tener ningún tipo de ponderación frecuencial, equivalen a ponderación *Z*. El propósito de este subapartado es verificar que los valores de SPL obtenidos para sonidos reales, no generados sintéticamente, también son compatibles con los obtenidos por el SLM.
La regulación Europea IEC 61672-1:2013[10] establece las funciones de transferencia $H_A(s)$ y $H_C(s)$ para los filtrados en ponderación frecuencial A y C. Estas funciones vuelven a ser aplicadas a las presiones filtradas mediante el método de la transformada bilineal.
Para hacer la comparativa entre los niveles de SPL del SLM y Tulin se realizó dos grabaciones distintas, registrando con ambos equipos de manera simultánea. Para ambas grabaciones se ha empleado ponderación frecuencial A y con un periodo de estudio de 125 ms. La grabadora registró con una frecuencia de muestreo de 48 kHz.
La primera de las grabaciones se corresponde con sonido de tráfico, teniendo una duración de 90 segundos. Los valores de SPL en ponderación frecuencial A obtenidos por ambos dispositivos se pueden observar en la Figura 3. En la Figura 3 se encuentran representados los valores de L_{A125ms} en dBA frente al tiempo tanto para el SLM, en azul, como para los valores proporcionados por Tulin, en rojo.
Las gráficas de la Figura 3 prácticamente son coincidentes entre los dos equipos a lo largo de toda la grabación, solo observándose ciertas discrepancias en torno a los 40s de grabación. Igualmente se puede observar que la grabadora proporciona valores idénticos tanto en el caso de bajos niveles de SPL (en torno a 65 dBA) con en las zonas de mayor SPL (valores por encima de 80 dBA).

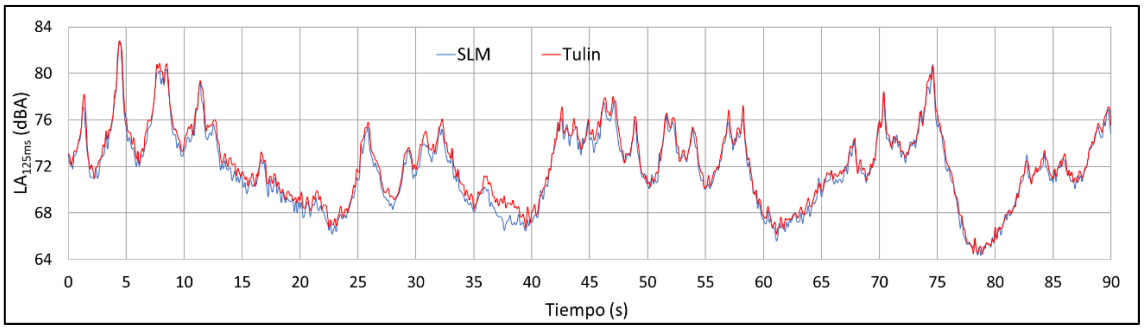


Figura 3 - Comparativa de L_{A125ms} entre SLM y Tulin para sonido de tráfico.

Si se representan los valores de L_{A125ms} de la grabadora, obtenidos con Tulin, frente a los obtenidos por el SLM, el resultado se muestra en el diagrama de dispersión de la Figura 4. Igualmente está representada en la Figura 4 la recta de regresión con sus incertidumbres y un nivel de confianza del 95%.

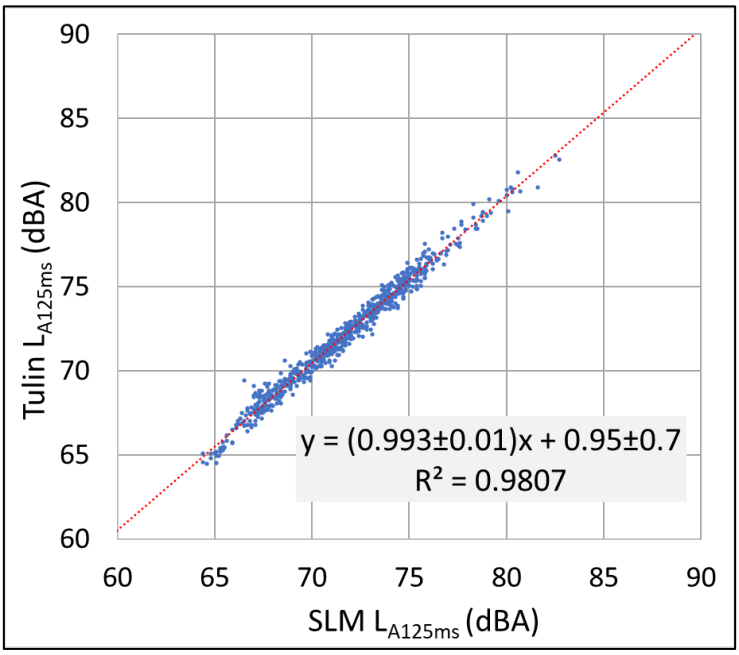


Figura 4 - Diagrama de dispersión de los valores L_{A125ms} de SLM y Tulin en el caso de ruido de tráfico.

En la figura 4 se observa que ambas señales están perfectamente corraladas, por lo que se puede afirmar que los valores de SPL obtenidos con Tulin son compatibles con los obtenidos con el SLM calificado como Clase 1.
De la misma manera se ha calculado el $L_{eq,90s}$ de ambos dispositivos durante los 90 s de grabación para determinar si los valores son equivalentes. Los valores se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 - Valores de SPL equivalente con SLM y Tulin en el caso de ruido de tráfico

Dispositivo	$L_{Eq,90s}$ (dBA)
SLM	73.03
Tulin	73.48

El error relativo entre ambos valores de $L_{Eq,90s}$ a partir de la Tabla 1 es tan solo del 0.62%.
El segundo ensayo para comparativa de valores de SPL se corresponde con el sonido generado por música sinfónica. Este sonido tiene mayor contenido espectral que el de tráfico, más rico en bajas frecuencias.
Al igual que en el caso del ruido de tráfico, la comparativa se hace en base a los valores de L_{A125ms} de ambos dispositivos, registrando un total de 90 s y nuevamente la grabadora trabajando con una frecuencia de muestreo de 48 kHz. Los resultados del análisis comparativo se pueden consultar en la Figura 5.

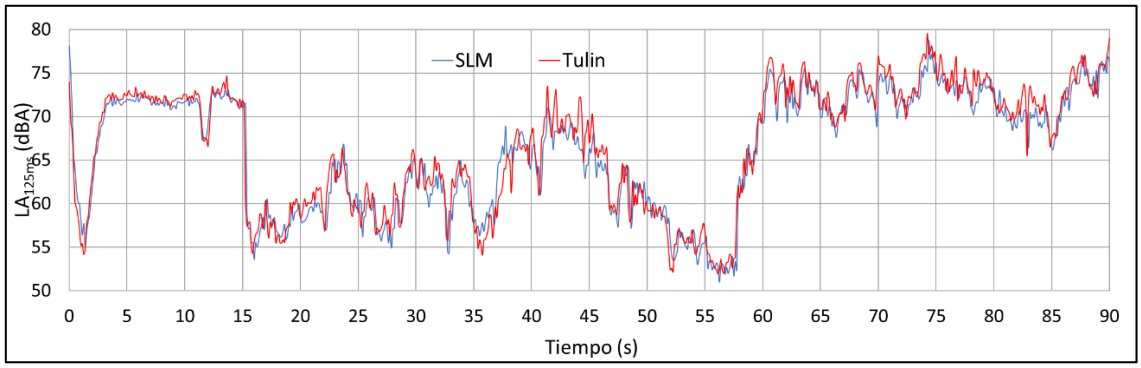


Figura 5 - Comparativa de L_{A125ms} entre SLM y Tulin para música sinfónica

Si bien en la Figura 5 los valores de SPL medidos por el SLM y Tulin son muy similares, sí que se observan más diferencias o discrepancias entre ambos equipos de las que había en el caso del ruido de tráfico. Si al igual que el ensayo anterior se representan los valores de L_{A125ms} de Tulin frente a los del SLM en un gráfico de dispersión junto con su recta de regresión, el resultado es el que se acompaña en la Figura 6.

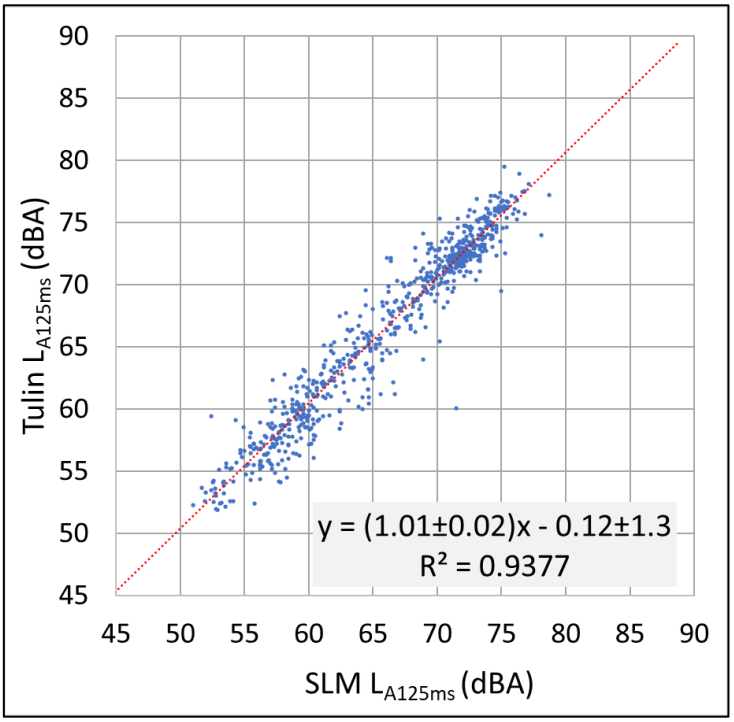


Figura 6 - Diagrama de dispersión de los valores L_{A125ms} de SLM y Tulin en el caso de música sinfónica.

En la figura 6 se puede observar que, efectivamente, la dispersión es mayor que en el caso anterior, pues los valores no están tan agrupados junto a la recta de regresión, sin embargo, aun así, el ajuste de la pendiente es bastante próximo a la unidad y por tanto ambas señales están correlacionadas.
Repitiendo el análisis del SPL equivalente durante los 90 segundos de grabación, los valores para este caso se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Valores de SPL equivalente con SLM y Tulin en el caso de música sinfónica

Dispositivo	$L_{Eq,90s}$ (dBA)
SLM	69.88
Tulin	70.67

En este caso el error relativo obtenido al comparar ambos valores de $L_{Eq,90s}$ obtenidos en la Tabla 2 es del 1.12 %, que sigue siendo muy acotado, por tanto, en este caso también se puede afirmar que los valores obtenidos con Tulin son compatibles con los obtenidos por el sonómetro Clase 1.

3.3 Filtrado en bandas de Tercios de Octava

La normativa europea IEC61260-41:2014[11] es la que establece el adecuado cálculo de las bandas de tercios de Octava. Por un lado, define las fórmulas para el cálculo de las frecuencias centrales y los extremos de las bandas de octava y sus fracciones (tercios, mitades…) y por otro lado también acota los límites superiores e inferiores (de subidas y bajadas de los filtros pasa-banda) que deben tener los filtros para poder hacer un adecuado filtrado, acorde con la clasificación de Clase 1 y Clase 2.
Los filtros pasa-banda que se han diseñado para Tulin son de tipo Butterworth, empleando los criterios definidos en dicha norma para filtros de tercios de octava con clasificación Clase 1. Estos filtros tienen una función de transferencia de tipo Butterworth que, con la transformación de la Ecuación 3, permite caracterizar los filtros de todas las bandas de tercios de octava, siendo necesario diseñar un filtro por cada banda a analizar.

$$s \rightarrow \frac{s^2+\Omega_0^2}{Bs} \tag{3}$$

Donde Ω_0 es la frecuencia central de cada banda de tercio de octava y B es el ancho de banda de cada tercio, estando ambos valores definidos en la normativa IEC61260-1:2014. En el caso de Tulin se han empleado un total de 28 bandas de tercios de octava, las que cubren las frecuencias centrales de banda que van desdelos 40 Hz hasta los 20 kHz.
Tulin, partiendo de la función de transferencia resultante de aplicar la transformación propuesta en la Ecuación 3 y haciendo uso nuevamente del método de Tustin sobre las presiones ya filtradas, $P_{Filtradas}$, calcula secuencialmente las 28 bandas de tercios de octava mediante un filtrado digital, filtros que, una vez más, están definidos en el dominio de la frecuencia y tienen su efecto en el dominio discreto Z.
Siguiendo el análisis del sonido llevado a cabo en la sección 3.2, en primer lugar se estudiará el caso de ruido de tráfico mediante una comparativa de L_Z en dB de los tercios de octava obtenidos por SLM y por Tulin durante los 90 s de duración de la grabación entre las 28 bandas de tercios de octava cuyas frecuencias centrales están contenidas entre los 40 Hz y los 20 kHz. Los resultados obtenidos en esta comparativa se pueden ver en la Figura 7.

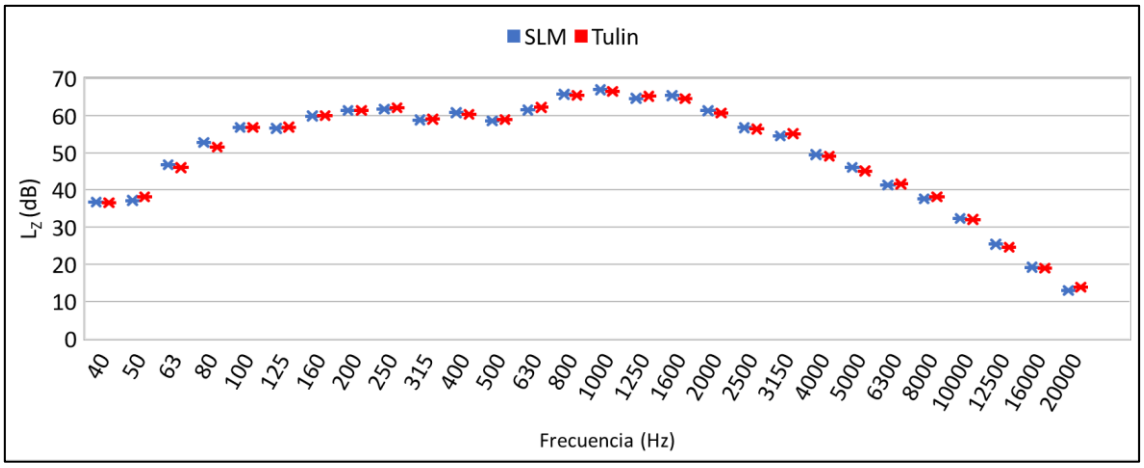


Figura 7 - Comparativa de L_Z en bandas de Tercios de Octava de SLM y Tulin en el caso de ruido de tráfico.

En la figura 7 se puede comprobar que ambos los valores de ambos equipos presentan grandes similitudes, observándose las mayores diferencias en las bajas y altas frecuencias. Si esos valores de LZ correspondientes a las bandas de Tercios de Octava se muestran en un diagrama de dispersión y se le calcula su recta de regresión, el resultado es el de la Figura 8.

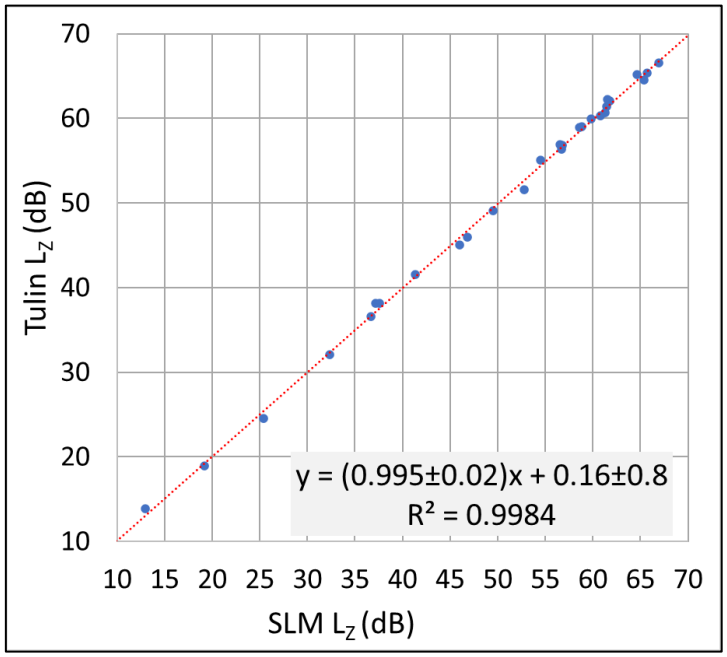


Figura 8 - Diagrama de dispersión de L_Z en bandas de Tercios de Octava de SLM y Tulin para ruido de tráfico.

En la Figura 8 se puede observar que ambas medidas son prácticamente idénticas presentando una gran correlación, por lo que se puede decir que los valores obtenidos por Tulin en el análisis espectral son compatibles con los del SLM de Clase1.
Hay que indicar que en el análisis de bandas de tercios de octava que se muestra en la Figura 7, el mayor contenido espectral del ruido de tráfico se encuentra por debajo de los 1000 Hz, es decir en las bajas frecuencias, siendo casi inexistente en las altas frecuencias.

Siguiendo el mismo orden de la sección anterior a continuación se analizará el sonido de música sinfónica, haciendo para ello la misma comparativa que se pueden ver en las Figuras 9 y 10.

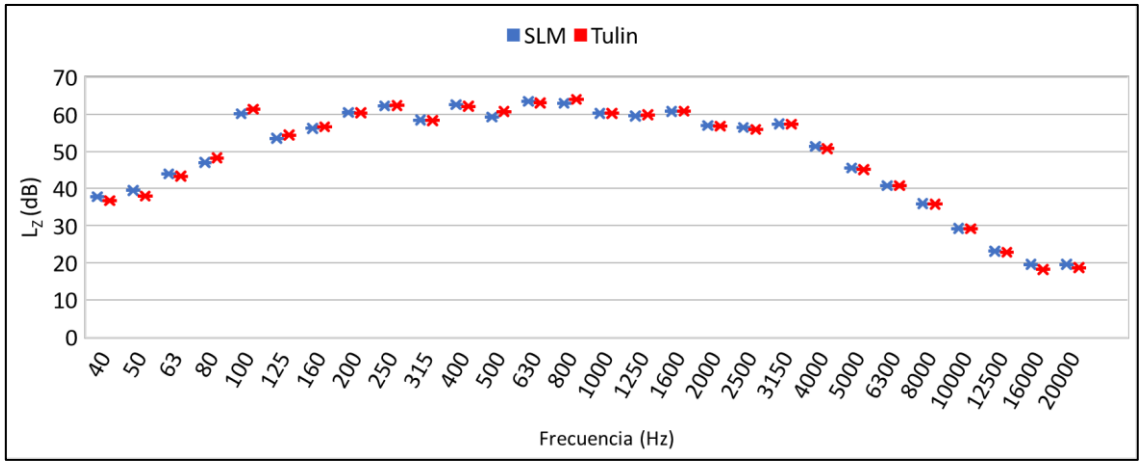


Figura 9 - Comparativa de L_Z en bandas de Tercios de Octava de SLM y Tulin en el caso de música sinfónica

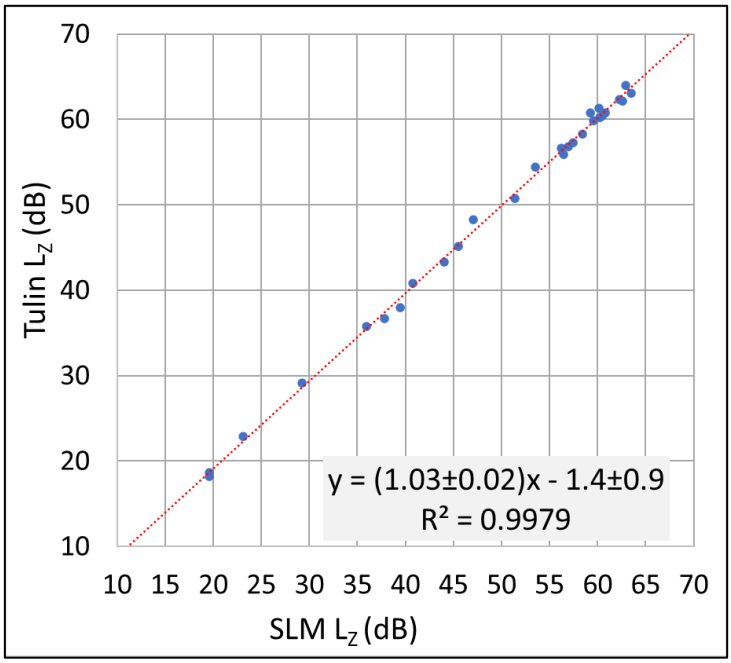


Figura 10 - Diagrama de dispersión de L_Z en bandas de Tercios de Octava de SLM y Tulin para música sinfónica

En las Figuras 9 y 10 se vuelve a poner de manifiesto que ambas medidas son prácticamente idénticas, si bien en el caso de la música sinfónica los valores de tercios de octava difieren algo más que en el caso del ruido de tráfico, lo que puede verse en la Figura 10 como una mayor dispersión.
Es importante reseñar que en la Figura 9 el contenido espectral en la banda de tercios de octava con frecuencia central 100 Hz es uno de los más representativos, con un valor superior a 60dB, al igual que otras presencias importantes en frecuencias comprendidas entre los 1000 y 2000 Hz, asociado a los distintos instrumentos presentes en el sonido.

Al igual que en los casos anteriores, los valores de ambos dispositivos son compatibles, y por tanto, Tulin obtiene la misma precisión que el SLM.

4. Conclusiones

En esta metodología se trata de mostrar que mediante el empleo de una grabadora y un software especifico, diseñado y programado para tal efecto, se pueden conseguir valores y precisiones comparables o compatibles con los que se obtienen mediante un sonómetro de Clase 1.
Para ello se ha realizado una comparativa entre los valores de nivel de presión sonora (SPL) obtenidos mediante ambos sistemas, con un periodo de 125 ms y con ponderación frecuencial A. Esta comparativa se ha realizado con dos sonidos distintos, el primero de ruido de tráfico y en segundo lugar música sinfónica. Asimismo, se ha realizado un análisis espectral en bandas de tercios de octava, en este caso sin ponderación frecuencial, para el mismo tipo de sonido que en el caso del nivel de presión sonora, es decir, ruido de tráfico y sonido de música sinfónica. Las conclusiones sobre estos análisis de SPL y de bandas de Tercios de Octava son:

- Los valores obtenidos con Tulin son compatibles con los obtenidos mediante el sonómetro de Clase 1 tanto en SPL como en Tercios de Octava.
- Los resultados empeoran en las zonas de bajas frecuencias (por debajo de 100 Hz) y de altas frecuencias (por encima de 16 kHz), aun así, siguen dentro de tolerancias y correlacionados con los del sonómetro, tanto en el caso de SPL como de Tercios de Octava.
- En el caso de sonidos por debajo de 34 dB el uso de la grabadora para medir valores de SPL o de Tercios de Octava no es apropiado, debido a que el sonido real puede estar enmascarado por el ruido inherente del propio dispositivo, evaluado en dicho valor por el propio fabricante.
- Cada grabadora requiere de un estudio previo y un análisis de diseño del filtrado adecuado para obtener valores compatibles con el patrón.

En cualquier caso, la precisión y fiabilidad de los datos proporcionados mediante el uso de un sonómetro de Clase 1 nunca podrá ser sustituida por los resultados obtenidos a través de una grabadora y un software asociado, pero en determinados casos estos dispositivos pueden proporcionar valores compatibles y equivalentes.

Referencias

[1] Jörg Müller, Oliver Mitesser, H. Martin Schaefer, Sebastian Seibold, Annika Busse, Peter Kriegel, Dominik Rabl, Rudy Gelis, Alejandro Arteaga, Juan Freile9, Gabriel Augusto Leite, Tomaz Nascimento de Melo, JackLeBien, Marconi Campos-Cerqueira, Nico Blüthgen, Constance J. Tremlett, Dennis Böttger, Heike Feldhaar, Nina Grella , Ana Falconí-López, David A. Donoso, Jerome Moriniere & Zuzana Buřivalová. Soundscapes and deep learning enable tracking biodiversity recovery in tropical forests Nature Communications (2023) 14:6191

[2] Andrew P. Hill, Peter Prince, Jake L. Snaddon , C. Patrick Doncaster, Alex Rogers. AudioMoth: A low-cost acoustic device for monitoring biodiversity and the environment. HardwareX Volume 6 (2019) e00073

[3] Sajeev C. Rajan, K. Athira, R. Jaishanker, N. P. Sooraj, V. Sarojkumar (2018). Rapid assessment of biodiversity using acoustic indices. Biodiversity and conservation (2019)

[4] Saurabh Garg, Kian Meng Lim, Heow Pueh Lee (2018). An averaging method for accurately calibrating smartphone microphones for environmental noise measurement. Applied Acoustics Volume 143, 1 January 2019, Pages 222-228

[5] Pierre Aumond, Arnaud Can, Guillermo Rey Gozalo, Nicolas Fortin, Enrique Suárez (2020). Method for in situ acoustic calibration of smartphone-based sound measurement applications. Applied Acoustics. Volume 166, September 2020, 107337

[6] https://www.openacousticdevices.info/

[7] https://www.cesva.com/es/productos/sonometros/sc420/

[8] Shapna Rani Sutradhar, Nazmus Sayadat, Ashfiqur Rahman, Sirajum Munira, A.K.M. Fazlul Haque, Syed Nazmus Sakib (2017). IIR Based Digital Filter Design and Performance Analysis. 2017 2nd International Conference on Telecommunication and Networks (TEL-NET 2017). Department of Electronics and Telecommunication Engineering. Daffodil International University.

[9] Kheira Hamdauoi, Abdelfatah Sharef (2007). A new discretization method for fractional order diferenciators via the bilinear transformation. Proc. of the 2007 15th Intl. Conf. on Digital Signal Processing (DSP 2007)

[10] IEC 61672-1:2013 Electroacoustics - Sound level meters - Part 1: Specifications

[11] UNE-EN 61260-1:2014 (Ratificada) Electroacoustics - Octave-band and fractional-octave-band filters - Part 1: Specifications (Endorsed by AENOR in August of 2014.)

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

64-MICROPHONE MODULE FOR A MASSIVE ACOUSTIC CAMERA

Jorge Ortigoso Narro[1], Ricardo Moreno[2]
Daniel de la Prida[3], Marco Raiola[2] and Luis A. Azpicueta-Ruiz[1]

[1]Department of Signal Theory and Communications, Universidad Carlos III de Madrid
{e-mail: jortigos@pa.uc3m.es, lazpicue@ing.uc3m.es}
[2]Department of Aerospace Engineering, Universidad Carlos III de Madrid
{e-mail: jonmoren@ing.uc3m.es, mraiola@ing.uc3m.es}
[3]Department of Audiovisual Engineering and Communications, Universidad Politécnica de Madrid
{e-mail: daniel.prida@upm.es}

Abstract

The recent advancements in micro-electro-mechanical systems (MEMS) technology have opened the opportunity for the reliable use of digital MEMS pressure sensors. Due to these sensors' low power consumption and lightweight design, the trend of instrumentation based on MEMS technology is on the rise. In this paper, we present the design of a scalable low-cost acoustic camera tailored for jet-noise diagnostics. By leveraging MEMS pressure sensors connected in an array configuration, we aim to enhance noise analysis implementing advanced beamforming techniques and allowing the characterization of jet-noise sources from far-field measurements. Intending to render the microphone array both flexible and scalable, the design relies on the use of multiple attachable modules and subsets, enabling easy adjustment and expansion of its dimensions. Every subset comprises a printed circuit board housing 16 sensors, and a microprocessor which is in charge of managing one module of 4 subsets, facilitating the implementation of beamforming techniques. Every module was designed not only to minimize measurement disturbances, but also to reduce its influence in the acoustic field while preserving the overall functionality and reliability of the system.

Keywords: Jet-Noise Diagnostics, Massive Acoustic Camera, Beamforming, MEMS.

PACS nº. 43.60.Fg, 43.20.Ye

1 Introduction

Phased microphone arrays have been developed over the last fifty years as an instrument to localize sources emitting sound [1], mimicking the radar process to estimate the position of an object by the joint analysis of simultaneous signals. This technology provides an alternative method to assess sound emission by identifying and localizing sources with the highest sound energy contribution. Furthermore, moving objects like aircraft, trains, cars, and other machinery can be analyzed to diagnose the acoustic emission of those parts or components that emanates the most significant sound contribution. [2]. The use of acoustic cameras has been on the rise due to their flexibility and ability to capture sound contributions under difficult scenarios. Based on inverse models of sound propagation and arrival estimation, other noise contributions are separated from the desired acoustic signals, such as speech data acquisition systems, audio surveillance, and static sound sources detection [3, 4].

In outdoor environments, the primary energy contributions from a complex group of noise sources can be localized by using this instrument. Whereas, in more controlled conditions, noise diagnostics are obtained, enabling the study of the acoustic emissions produced by physical phenomena with object interactions. Indeed, identifying where the sound generation is happening is crucial for acoustic design

and noise emission optimization [5]. This tool allows for an effective noise reduction, by applying noise mitigation strategies to those identified sub-sources that contribute the most to the overall sound pressure levels.

In practice, the localization capability of microphone arrays is constrained by the number of microphones and separation between them. At low frequencies, the acoustic localization is limited by the end to end distance of the microphone array, since a larger microphone array aperture is needed to capture longer wavelengths. This issue represents a challenge for finding a compromise between the size of the array and the number of sensors. At high frequencies, spatial aliasing occurs, which is tightly related to the array's directivity. This type of aliasing appears for those frequencies with wavelengths shorter than half the distance between the microphones, leading to inaccurate sound localization [2]. These issues can be solved by building bigger arrays with a vast number of microphones, yet increasing the number of transducers to acquire acoustic signals means rising the price of the measurement system and its computational cost. In this sense, Micro-Electro-Mechanical Systems (MEMS) are preferred for acoustic and vibroacoustic measurements for their price, dimensions, and integrated digital signal conditioning. The employment of MEMS technology has led to the possibility to build low-cost and precise instrumentation with less electronic complexity. To illustrate, Pankaj's proposed array [6] employs a 16 MEMS microphone group, which showed strong qualitative results as well as quantitative agreement in comparison to an array of precision condenser microphones. This methodology demonstrates that lower-cost MEMS sensor systems can be achievable, reliable, and, at times, comparable with a class 1 microphone array. Other MEMS-based arrays have been proposed in [6–8] with the goal of providing low-cost and low-power measurement systems. However, most of the previous approaches, while achieving affordable array platforms, were not designed for either being part of a large-scale array of transducers creating a massive acoustic camera nor for being employed for far-field jet-noise studies.

Hence, the prototype proposed in this work is focused to diagnose and characterize the sound coming from a cold air jet facility [9], where microphones will be placed in parallel to the streamwise axis. Through this measurement technique, noise source generated by turbulent airflow produced by jet engines can be studied and characterized with an optimized design. These diagnostics capabilities can drive the design of more silent jet engines, modifying the flow to suppress the most acoustically annoying flow fluctuations.

The design criteria of this acoustic camera are based on an electronically optimized modular system, with low-cost components. To achieve this, three main aspects have been considered: (1) the ability to measure jet noise, (2) the capacity to shape-shift the group of subarrays and (3) the possibility of scaling up to a larger acquisition system. For jet noise studies, the design of the microphone array must span the most relevant sections of the jet in the streamwise direction. Next, the configuration of the subarrays must be flexible to be square or rectangular, covering the jet plume regions. Another potential enhancement to the resolution of the results is the scalability of the number of microphones and array dimensions. Finally, the selected microphones not only allow for optimized digital audio conversions, but also microprocessor use a high-speed data traffic interface to send the audio to a master data collector, allowing for the construction of a massive acoustic camera with 1024 sensors. This feature is desirable for attaching more subarrays identical to this.

The design of the microphone array is evaluated by simulating its acoustic response, considering physical properties and microphone distribution. The capability of the beamforming prototype is demonstrated by using the delay-and-sum algorithm with a spherical sound source propagation model, considering the microphone positions and different source locations. As a result, the size of the array and distance between microphones leads to a limitation of the directivity and spatial aliasing.

The remainder of this communication is organized as follows. In Section 2, details and design criteria are explained. Next, the methodology under which the prototype was evaluated is presented in Section 3. Conclusions are shown in Section 4.

2 Acquisition System

This initial phase of project involves designing the hardware capable of measuring acoustic waves using a large number of microphones while keeping the cost low. Additionally, the scalability of the arrays, which consists of connecting multiple identical acquisition modules in parallel, requires efficient data

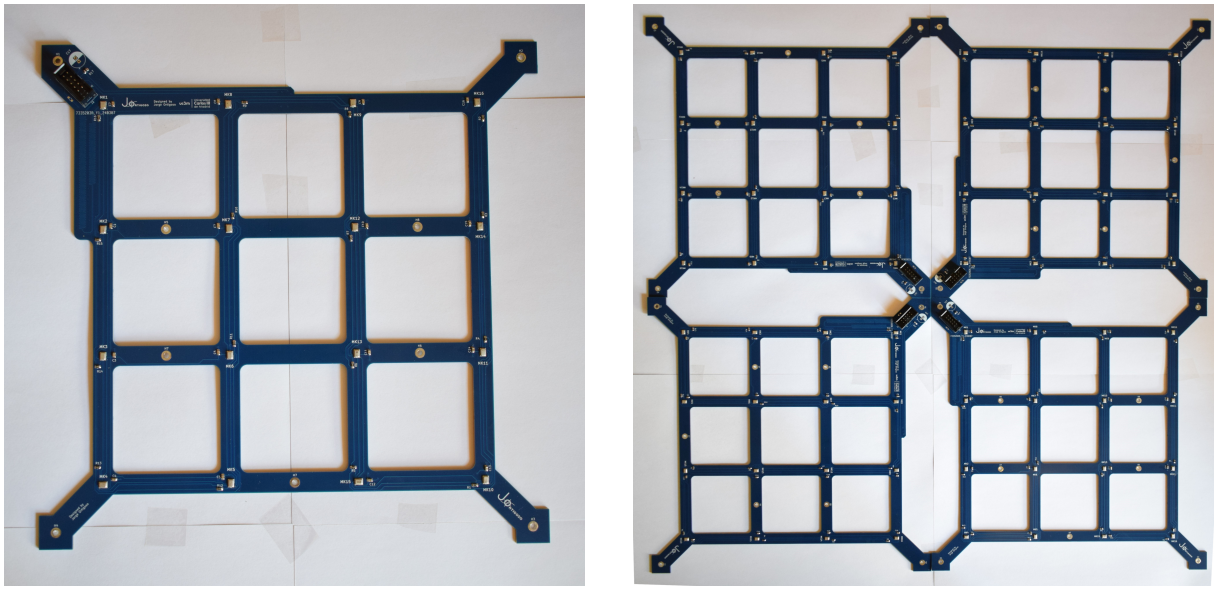


Figure 1 – Left shows a 16 microphone sub-module PCB. Right shows the complete 64 microphone module comprised of four 16 microphone sub-modules.

traffic management.

2.1 Concept design

To characterize the sound source position in terms of its elevation and azimuth, a bi-dimensional distribution of sensors is needed, which leads to an increase in both cost and complexity. In our design we opted to use a Uniform Planar Array (UPA) with the microphones placed in a square grid, see Figure 1. This allows for easier geometrical scalability since growing the size of the array while maintaining the spatial pattern is straightforward.

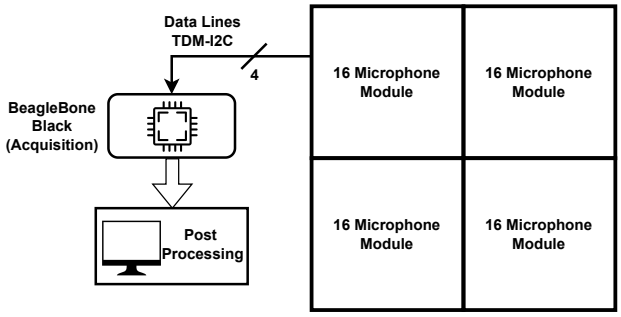


Figure 2 – Concept diagram for the array configuration and data acquisition strategy.

Following [6] we decided to employ smaller 16-microphone sub-modules to allow for more flexibility in the acquisition strategy and in the array configuration. Figure 2 shows the concept diagram.

2.2 Acquisition strategy and data transmission

The vast quantity of data generated by microphone arrays requires advanced signal acquisition and processing strategies. To harness the full potential of these arrays, particularly for applications like beamforming, all elements should capture sound simultaneously to enable for precise phase alignment

of the signals.

With this in mind, we chose the ICS-52000 MEMS microphone for several reasons. Firstly, its design is specifically tailored for array applications, providing an efficient multiplexing interface. Additionally, its output is already digitized, which eliminates the signals' path noise effect on the acquired signal. The ICS-52000 also boasts a scalable easy-to-use data interface such as I^2C with time domain multiplexing (TDM) while maintaining exceptionally low-cost, remarkable signal to noise ratio and frequency response. These microphones allow for a daisy-chained style connection where the clock and data lines are common for every sensor and the sampling is done sequentially throughout all of the chain. Each sub-module is fed by its microprocessor (see Figure 2) with a clock with 24.5 MHz which allows us, with ease, to acquire the signal of the microphones sampled at 48 kHz, to acquire data from the four sub-modules that comprise the 64 microphone array, we employ a BeagleBone Black development platform since it features up to four full-speed I^2C interfaces. Figure 3 (right) shows the interface connections inside a 16-microphone sub-module.

2.3 Hardware design

Each printed circuit board (PCB) was designed to accommodate 16 MEMS pressure sensors, spaced equally from each other and positioned halfway between the board's edge to maintain consistent spacing when integrating more modules. The designs were done following the sensor manufacturer recommendations to ensure signal integrity and to minimize propagation delay mismatches, as well as to reduce the impact of the system's presence in the measurement field.

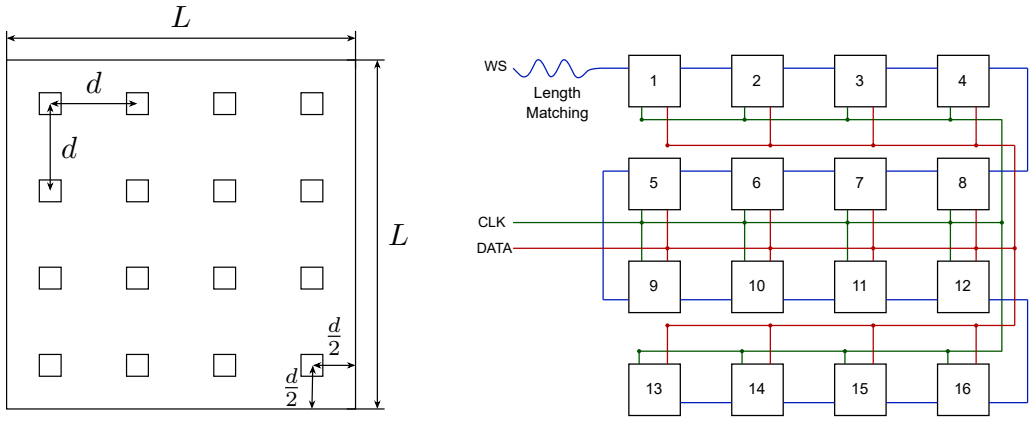


Figure 3 – The diagram on the left shows the 16 microphone sub-module array geometry, where the selected configuration is $L = 25$ cm and $d = 62.5$ mm. The diagram on the right shows the MEMS electrical connections.

To avoid ringing, all the digital traces — clock (CLK), serial data (DATA), and chip/word-select (WS) — were designed to have 50 Ω impedance. A 20 Ω terminating resistor was placed close to each microphone's data bus pin to prevent impedance mismatches between the copper trace and the MEMS chip, which might cause distortion of the signal waveform and compromise the accuracy of the sensor readings. With the aim of reducing the propagation delay, the high-speed lines were connected to the middle of the daisy chain, effectively halving the maximum delay by cutting the trace length in half. Since the word-select line starts in the first microphone of the chain, its length was increased to match the delay introduced by the difference in distance to the connector. Additionally, a minimum spacing equal to the trace width was kept between each line to minimize cross-talk [10]. Figure 3 (right) depicts the onboard electronic connections of the sensors.

Instead of following the approach suggested in [6], we made the decision not to add a buffer driver in order to simplify the electronics connections. The decision was supported by the following considerations:

- Given a medium of $\varepsilon = 4.6$ (FR-4), a 24.5 MHz clock has a wavelength of 5.7 m. By taking a conservative approach, a distance of $\lambda/20$ can be used as a maximum to decide if buffering is needed [11].

- Tri-state capacitance for each sensor is reported to be around 6 pF per microphone. Taking into account the series resistance matching and the line capacitance, the total value is approximately 96 pF, which is considerably under the maximum capacitive load of 150 pF for a 2 ns propagation delay.

2.3.1 Mechanical design

In terms of mechanical design, we opted for a square-shaped design of 25 cm × 25 cm for each 16 microphone sub-module to host the microphones in a grid, easing the expansion with additional modules. To improve the manufacturability and the mechanical strength of the board we chose a 4 layer stack up, which allows for smaller controlled impedance traces and a reduction in the risk of array's curvature or bend due to temperature changes.

To minimize the impact of the systems' presence in the measuring environment, the PCB was designed to have as much hollow space as possible without compromising the mechanical integrity of the board. The holes throughout the surface of the PCB allow the pressure wave to reach the sensor with less delay, which also helps with the diffraction needed for the omnidirectionality of the microphones. This also serves to minimize reflections on the surface of the board, whose influence will be measured in an anechoic chamber.

3 Beamforming Performance

To ensure the correct operation of the electronics and as a test of the viability of the prototype, the fixed distance between microphones was set to 62.5 mm. Indeed, microphone separation determines the capability of the array to acquire high frequencies without grating lobes produced by spatial aliasing [12]. This sets the maximum aperture while maximizing the number of microphones, since the total length of the data line was recommended to be around 50.8 cm to match the maximum delay supported by the data interface. Consequently, the aperture, i.e. the distance between end-to-end microphones, defines the low-frequency acquisition capability.

The classic sensors array literature [13] often presents only the planar wave model, either for near or far-field applications. The planar waves method is unable to identify the position of the source in the far-field, but the direction or incidence angles can be determined in both near and far-field. In recent works [14], the distance calculation applied is equivalent to the propagation of a spherical wave model, resulting in useful also for larger normal distances. To allow for a better characterization, we employed this latter method in our design procedure. Figure 4 shows the simulation results for the frequency with better response (4843 Hz) and for the frequency corresponding to treating the microphone separation as half-wavelength (2744 Hz). For frequencies with a wavelength higher than $\lambda = d = 62.5$ mm spatial aliasing starts to occur for $f \gtrapprox 5.5$ kHz as can be seen in the left plot of Figure 4, where secondary high-level lobes start to appear.

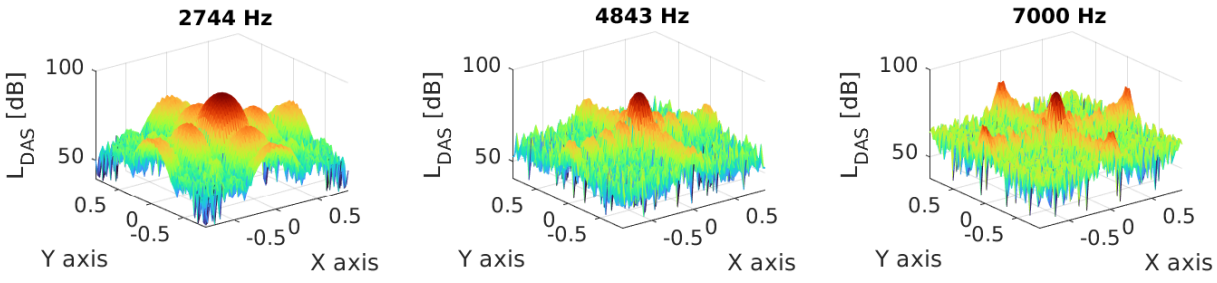


Figure 4 – Spherical wavefront response for broadside direction ($\phi = \theta = 0$) and a range of 1m from the punctual source emitting 1 Pa. Delay and Sum algorithm was used to collect the incident wave. Beamwidth@-3 dB for $f = 2744$ Hz is 232 mm and for $f = 4843$ Hz is 131 mm.

Due to the spherical propagation model, a change in range affects the array behavior since the wavefront gets progressively more planar, Figure 5 (right) shows how the response pattern is affected by the distance

to the source for 4843 Hz.

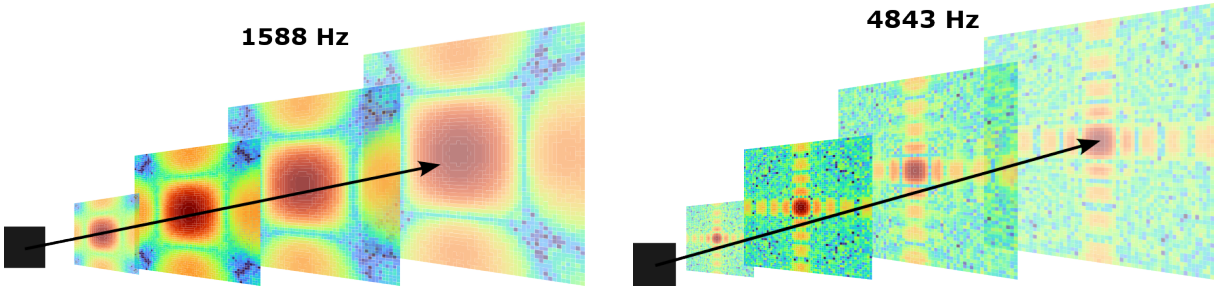


Figure 5 – Left shows spherical wavefront response for broadside direction ($\phi = \theta = 0$) and different ranges for $f = 1588$ Hz. Right shows the spherical wavefront response for broadside direction and different ranges for $f = 4843$ Hz. The black square represents the microphone array.

The array's aperture represents a limitation regarding the lowest frequency to acquire, this can bee seen in Figure 5 (left), where the frequency with wavelength equal to half the aperture of the array (1588 Hz) presents a wider beam than the one in Figure 5 (right). To capture changes in lower frequencies accurately, larger arrays are needed to cover the wavelength of the incident signal.

4 Conclusions and Future Research Directions

This work addresses the design process of a microphone module for a massive acoustic camera tailored for jet-noise experiments for far-field and controlled conditions. The proposed design leverages from MEMS pressure sensors to provide accurate measurements while maintaining both low-cost and great scalability.

Each 64-microphone module is arranged by adding four smaller 16-microphone sub-modules. Microphones are placed on a square grid, allowing for easier geometrical scalability by simplifying the sensors' distribution. Providing an easy solution to increase the number of microphones allows for a more flexible acquisition strategy and configuration. Simulations were carried out to analyze the array's response to a spherical wavefront in terms of lobular pattern and beam width. The highest frequencies that can be accurately captured are restricted by the phenomenon of spatial aliasing, which starts to occur for frequencies with wavelength smaller than 62.5 mm, which corresponds to the distance between microphones. Therefore, the limit for spatial aliasing of this prototype is 5.5 kHz. Additionally, the physical aperture of the array imposes a lower limit on the frequencies that can be effectively measured. Frequencies below this threshold may not be captured with sufficient accuracy, leading to potential loss of information. For the 64-microphone module, the minimum frequency is 784 Hz approximately. By making the system scalable, the lower bound can be improved since the aperture would be increased by creating a bigger surface array by joining multiple modules.

To characterize the acquisition system, measurements within an anechoic chamber will be carried out to evaluate the array limitations in its ability for spatial discrimination in terms of both beam width and range, as well as the effects in the limits due to spatial aliasing. The effect of the presence of the array in the acoustic field will also be evaluated.

Acknowledgements

This activity is part of the project JAMAICAM (Grant No TED2021-130909A-I0), funded by MCIN/AEI/ 10.13039/501100011033 and by the "European Union NextGenerationEU/PRTR". Additionally, the work of D. de la Prida and L. A. Azpicueta-Ruiz was also partly supported by Grant PID2021-124280OB-C21, funded by MCIN/AEI/ 10.13039/501100011033 and by the "ERDF A way of making Europe" funds.

References

[1] J. Billingsley and R. Kinns, "The acoustic telescope," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 48, no. 4, pp. 485–510, Oct. 1976. [Online]. Available: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022460X76905526

[2] U. Michel, "HISTORY OF ACOUSTIC BEAMFORMING," 2006.

[3] J. Busset, F. Perrodin, P. Wellig, B. Ott, K. Heutschi, T. Rühl, and T. Nussbaumer, "Detection and tracking of drones using advanced acoustic cameras," 10 2015, p. 96470F.

[4] A. Lorenc, D. Król, and K. Klessa, "An acoustic camera approach to studying nasality in speech: The case of Polish nasalized vowels," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 144, no. 6, pp. 3603–3617, 12 2018. [Online]. Available: https://doi.org/10.1121/1.5084038

[5] F. Casagrande Hirono, A. Torija, and A. Elliott, "Optimization of a contra-rotating propeller rig for reduced psychoacoustic impact," *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, vol. 265, pp. 4077–4087, 02 2023.

[6] P. Joshi, F. Khelfa, H. Lehmkuhl, P. Cordes, P. Naujoks, T. Scharowsky, and K. Kochan, "Design, development and testing of digital MEMS pressure sensor array for full-scale vibroacoustic measurements," *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, vol. 263, no. 2, pp. 4343–4354, Aug. 2021.

[7] A. Izquierdo, J. J. Villacorta, L. Del Val Puente, and L. Suárez, "Design and Evaluation of a Scalable and Reconfigurable Multi-Platform System for Acoustic Imaging," *Sensors*, vol. 16, no. 10, p. 1671, Oct. 2016, number: 10 Publisher: Multidisciplinary Digital Publishing Institute. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/1424-8220/16/10/1671

[8] B. da Silva, L. Segers, A. Braeken, K. Steenhaut, and A. Touhafi, "A low-power fpga-based architecture for microphone arrays in wireless sensor networks," in *Applied Reconfigurable Computing. Architectures, Tools, and Applications*, N. Voros, M. Huebner, G. Keramidas, D. Goehringer, C. Antonopoulos, and P. C. Diniz, Eds. Cham: Springer International Publishing, 2018, pp. 281–293.

[9] J. R. Moreno, L. Franceschelli, D. De la Prida, L. A. Azpicueta-Ruiz, and M. Raiola, "Implementation of a Jet Collector and Dissipation Cavity into a Closed Anechoic Chamber for Jet Noise Studies," in *30th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (2024)*, ser. Aeroacoustics Conferences. American Institute of Aeronautics and Astronautics, May 2024. [Online]. Available: https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/6.2024-3066

[10] F. D. Mbairi, W. P. Siebert, and H. Hesselbom, "High-frequency transmission lines crosstalk reduction using spacing rules," *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 31, no. 3, pp. 601–610, 2008.

[11] A. Djordjevic, R. Biljie, V. Likar-Smiljanic, and T. Sarkar, "Wideband frequency-domain characterization of FR-4 and time-domain causality," *IEEE Transactions on Electromagnetic Compatibility*, vol. 43, no. 4, pp. 662–667, Nov. 2001. [Online]. Available: https://ieeexplore.ieee.org/document/974647

[12] J. Benesty, M. M. Sondhi, and Y. A. Huang, Eds., *Springer Handbook of Speech Processing*, ser. Springer Handbooks. Berlin, Heidelberg: Springer, 2008. [Online]. Available: http://link.springer.com/10.1007/978-3-540-49127-9

[13] J. Benesty, M. M. Sondhi, and Y. Huang, *Springer Handbook of Speech Processing*. Springer Science & Business Media, Nov. 2007, google-Books-ID: Slg10ekZBkAC.

[14] O. Jaeckel, "STRENGTHS AND WEAKNESSES OF CALCULATING BEAMFORMING IN THE TIME DOMAIN."

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EXPLORANDO LA PERSONALIZACIÓN DE MODELOS EN EL RECONOCIMIENTO DE EMOCIONES EN EL HABLA

Carlos Castorena[1], Jesús López-Ballester[1], Maximo Cobos[1], Francesc J. Ferri[1]

[1]Universitat de València, España
{carlos.castorena@uv.es / jesus.lopez-ballester@uv.es / maximo.cobos@uv.es / francesc.ferri@uv.es}

Resumen

El reconocimiento preciso de emociones en el habla es fundamental en numerosas aplicaciones, desde la salud mental hasta la interacción humano-máquina. Aunque los modelos de aprendizaje profundo han demostrado ser eficaces en esta tarea, su desempeño puede verse comprometido al enfrentarse a nuevos sujetos de prueba, incluso cuando se basan en modelos pre entrenados con una gran diversidad de datos. En este trabajo, investigamos la importancia de la personalización de modelos para el reconocimiento de emociones en el habla. Observamos que los modelos generales, a pesar de su buen rendimiento original, tienden a mostrar una disminución en su capacidad predictiva al enfrentarse a sujetos nuevos. Bajo este contexto, presentamos un estudio que explora cómo la personalización con pocas muestras de un nuevo sujeto puede mejorar significativamente el rendimiento del modelo pre entrenado utilizando técnicas de ajuste fino y transferencia de aprendizaje. Además, discutimos la relevancia de estos hallazgos en contextos prácticos y destacamos las implicaciones para futuras investigaciones en el campo de la detección de emociones mediante IA.

Palabras clave: Reconocimiento de emociones, Deep Learning

Abstract

The accurate speech emotion recognition is crucial in numerous applications, from mental health to human-machine interaction. Although deep learning models have proven effective in this task, their performance may be compromised when faced with new test subjects, even when based on pretrained models with a wide variety of data. In this study, we investigate the importance of model personalization for speech emotion recognition. We observed that general models, despite their good original performance, tend to show a decrease in predictive capacity when encountering new subjects. Within this context, we present a study that explores how personalization with a few samples from a new subject can significantly improve the performance of the pretrained model using fine-tuning and transfer learning techniques. Furthermore, we discuss the relevance of these findings in practical contexts and highlight implications for future research in the field of emotion detection through AI.

Keywords: Emotion recognition, Deep Learning

PACS nº. 43.72.Bs

1 Introducción

El Reconocimiento de Emociones en el Habla (SER, por sus siglas en inglés) es un desafío crucial en el procesamiento del lenguaje natural y la interacción humano-máquina, cuyo objetivo es identificar diversas emociones utilizando únicamente señales de voz. Aunque los sistemas actuales pueden procesar el habla de manera eficiente para tareas como transcripción o traducción [1], su desempeño disminuye considerablemente en tareas de SER debido a múltiples desafíos inherentes. Estos desafíos incluyen la falta de robustez del modelo al tratar con sujetos desconocidos, la dificultad de modelar y caracterizar las emociones en el habla, y las dependencias semánticas que algunos modelos desarrollan durante el entrenamiento.

El SER tiene múltiples y diversas aplicaciones en la vida cotidiana. Por ejemplo, podría implementarse en el servicio al cliente para monitorear y mejorar las interacciones detectando frustración o insatisfacción [2], y en el ámbito de la salud para el monitoreo de la salud mental [3], proporcionando datos valiosos para el diagnóstico y manejo de condiciones como la tristeza y el miedo. Además, el SER puede aplicarse en sistemas automotrices para interpretar el estado emocional del conductor, siendo este último escenario de particular interés para el desarrollo de este trabajo.

Generalmente, cuando un modelo de SER se entrena y se prueba con el mismo hablante, se conoce como SER dependiente del hablante [4]. Este enfoque, aunque ofrece alta precisión (alrededor del 90% en ACC), está limitado a aplicaciones específicas debido a su falta de generalización. En contraste, el SER independiente del hablante es una tarea mucho más exigente, ya que reconoce que diferentes hablantes muestran variaciones en los componentes del habla al expresar la misma emoción, lo que lleva a cambios en la distribución de las características del habla emocional entre diferentes hablantes [4], haciendo necesario ajustar los modelos en función del hablante.

En este trabajo analizamos cómo, con un número reducido de muestras correctamente etiquetadas, podemos ajustar el modelo preentrenado para proporcionar mejores predicciones de un nuevo hablante. Primero, analizamos el comportamiento basado en la selección aleatoria de muestras y luego discutimos el rendimiento considerando muestras clave que proporcionan un resultado de clasificación notablemente mas alto que el resto de muestras. Existen trabajos relacionados a esto [5], sin embargo, no llevan al limite las capacidades del clasificador usando un numero reducido de muestras, analizando únicamente diferentes tamaños del conjunto de Entrenamiento.

2 Metodología

2.1 Conjunto de datos

Existen diversos conjuntos de datos relacionados con la detección de emociones aplicados al contexto del habla, que varían en cuanto al número de sujetos, idiomas representados, cantidad y tipos de emociones, y número de muestras, entre otros aspectos. En este trabajo, hemos empleado varios conjuntos de datos ampliamente utilizados en la investigación de SER: el MSP-Podcast [6], que consiste en podcasts en inglés con etiquetas de valencia, activación y dominancia, incluyendo 83 horas de grabaciones de 60 hablantes y más de 50,000 muestras; el IEMOCAP [7], con 12 horas de diálogos de 10 hablantes y un total de 10,039 muestras; el EMO-DB [8] de Berlín, con grabaciones de 10 actores expresando 7 emociones, sumando 800 muestras; el MESD [9] en español, con grabaciones de 3 hablantes y 864 muestras en total; el RAVDESS [10], con 24 actores nativos en inglés y 7356 grabaciones; y el ESD [11], con 350 diálogos por emoción expresados por hablantes nativos de inglés y

mandarín. Para estandarizar los criterios, en los conjuntos de datos con etiquetas categóricas, solo se consideran cinco emociones (Felicidad, Enojo, Tristeza, Sorpresa y Neutral), descartando las demás.

2.2 Modelo base

Nuestro método se basa en un modelo profundo de clasificación preentrenado con diversos hablantes mostrado en la Figura 1. Primero, utilizamos una adaptación de Wav2Vec, que fue entrenado y validado con MSP-Podcast e IEMOCAP [12], respectivamente, para obtener una representación profunda de los audios. Estas capas, a las cual nos referiremos como extractor de características, permanecerán congeladas a lo largo de los experimentos. Posteriormente, esta representación pasa por un clasificador denso de 3 capas con 64, 32 y 5 neuronas, utilizando funciones de activación ReLU para las dos primeras capas y Softmax para la última capa, con el fin de proporcionar predicciones categóricas. Para el entrenamiento de las capas de clasificación, utilizamos las bases de datos EMO-DB, MESD y RAVDESS, considerando los 37 hablantes, entrenando durante 200 épocas con una función de pérdida de Entropía Cruzada Categórica en lotes de 64 muestras.

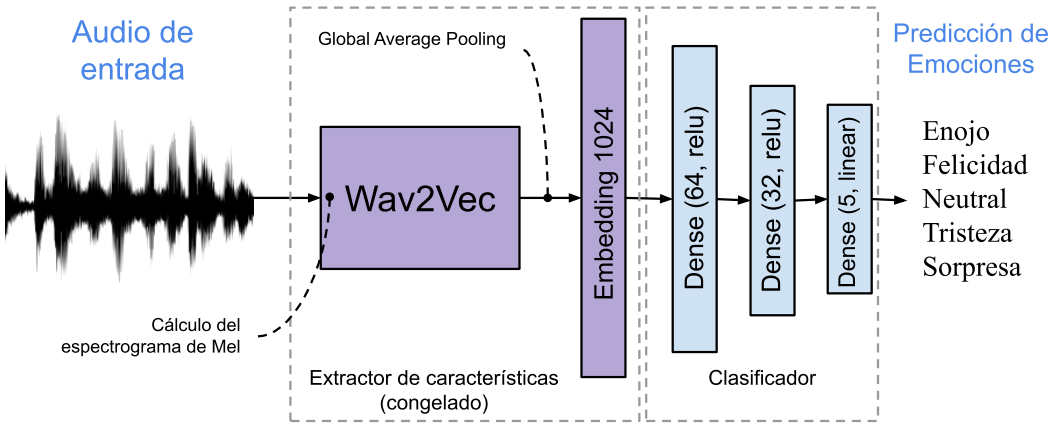


Figura 1 - Modelo base preentenado para la clasificacion de 5 emociones.

2.3 Estrategia para nuevos hablantes

Nuestra estrategia se centra en adaptar los pesos del modelo base para nuevos hablantes, extraídos de la base de datos ESD. Seleccionamos a 3 hablantes nativos de inglés y 3 nativos de mandarín, particionando los datos de cada hablante en dos conjuntos: Entrenamiento y Prueba, en una proporción de 70-30. La partición de Entrenamiento incluye todas las muestras disponibles para la selección (sin que necesariamente se utilicen todas), mientras que la partición de Prueba se mantiene constante en todos los experimentos del mismo hablante.

Incrementalmente, seleccionamos 5 muestras aleatorias en cada paso, representando las 5 emociones. Estas muestras, junto con el acumulado de los pasos anteriores, se utilizan para ajustar el modelo base durante 30 épocas, permitiendo modificar únicamente los pesos de las capas de clasificación. Este proceso da como resultado un modelo reentrenado a lo largo de 150 épocas, con un número de muestras creciente entre 5 y 25, completamente balanceado y utilizando la misma configuración de función de pérdida que el modelo base. En cada paso, utilizamos la métrica ACC para medir el rendimiento del método sobre la partición de Prueba, que se mantiene balanceada en sus 5 categorías. Cada uno de estos experimentos se repite 5 veces para cada nuevo hablante y lo hemos denominado *Aleatorio*.

Adicionalmente, presentamos una estrategia (a la cual nos referiremos con el nombre de *Mejores*) que selecciona las muestras más representativas en cada paso. Se seleccionan muestras aleatorias, se reentrena el modelo y se mide el rendimiento 200 veces en cada paso, manteniendo únicamente las 5 muestras que alcanzan el ACC más alto en la partición de Entrenamiento y añadiendo las mejores muestras encontradas en pasos anteriores. El ajuste del modelo base en la estrategia *Mejores*, siempre se hace con los mismos parámetros que en el experimento *Aleatorio.* Para facilitar la presentación de estas 200 repeticiones en cada paso, hacemos uso de un diagrama de violín que muestra la dispersión de los ACC de la partición de Prueba de todas las repeticiones.

3 Resultados y discusión

Mostramos los resultados obtenidos para los 6 nuevos hablantes en la Figura 2. En ella, se presentan las 5 repeticiones (líneas grises) y su respectivo promedio (línea negra) de la estrategia Aleatoria. Además, se muestran las dispersiones de las 200 repeticiones (violines azules), el promedio (línea continua azul) y el extremo superior (línea azul punteada) para la estrategia Mejores. También se ha marcado una línea de referencia que indica el ACC usando el modelo base sin ajustar, y por último, la línea Máximo, que representa el ACC alcanzado al usar toda la partición de Entrenamiento.

En todos los casos, observamos que existe un margen de mejora, representado por la diferencia entre las líneas Referencia y Máximo, indicando que el ACC mejora cuando el modelo base es ajustado con datos del nuevo hablante. Otro punto a destacar es que, en casi todos los hablantes, la estrategia Mejores alcanza un valor similar al Máximo utilizando únicamente entre 10 y 15 muestras. Esto sugiere que hay una configuración específica de muestras que equivale a usar todo el conjunto de Entrenamiento.

Después del primer paso, habiendo entrenado con 5 muestras, los resultados promedio de ACC para ambas estrategias son similares, ya que no hay diferencia significativa entre ellas en este punto. Esto se debe a que ambas parten del modelo base y la probabilidad de seleccionar las muestras iniciales es similar. Por lo tanto, con un número suficiente de repeticiones en la estrategia Aleatoria, también se podría alcanzar la configuración de muestras que proporciona el mejor ACC. Conforme el número de pasos se incrementa, la diferencia entre las estrategias crece, ya que el nuevo ajuste para la estrategia Mejores se basa en el mejor estado posible del modelo y no en el más probable, a diferencia de la estrategia Aleatoria. Además, aunque en un paso se pueda partir de un buen ACC, siempre existe la posibilidad de empeorar el resultado, aunque esta probabilidad disminuye a medida que el número de pasos aumenta.

En un escenario real, seleccionar las mejores muestras no es posible ya que se necesitarían conocer las etiquetas reales de antemano. Sin embargo, este experimento revela que hay un conjunto reducido de muestras que logra la tarea de manera satisfactoria. Esto implica que, identificando las características que hacen que una muestra sea efectiva, se podría solicitar la etiqueta solo de esas muestras, reduciendo al mínimo la necesidad de etiquetado por parte del nuevo usuario.

Finalmente, aunque la estrategia Aleatoria siempre rinde por debajo de la estrategia Mejores, también resulta evidente que hay una mejora respecto al estado inicial, por lo que sigue siendo una alternativa viable para mejorar el rendimiento del clasificador.

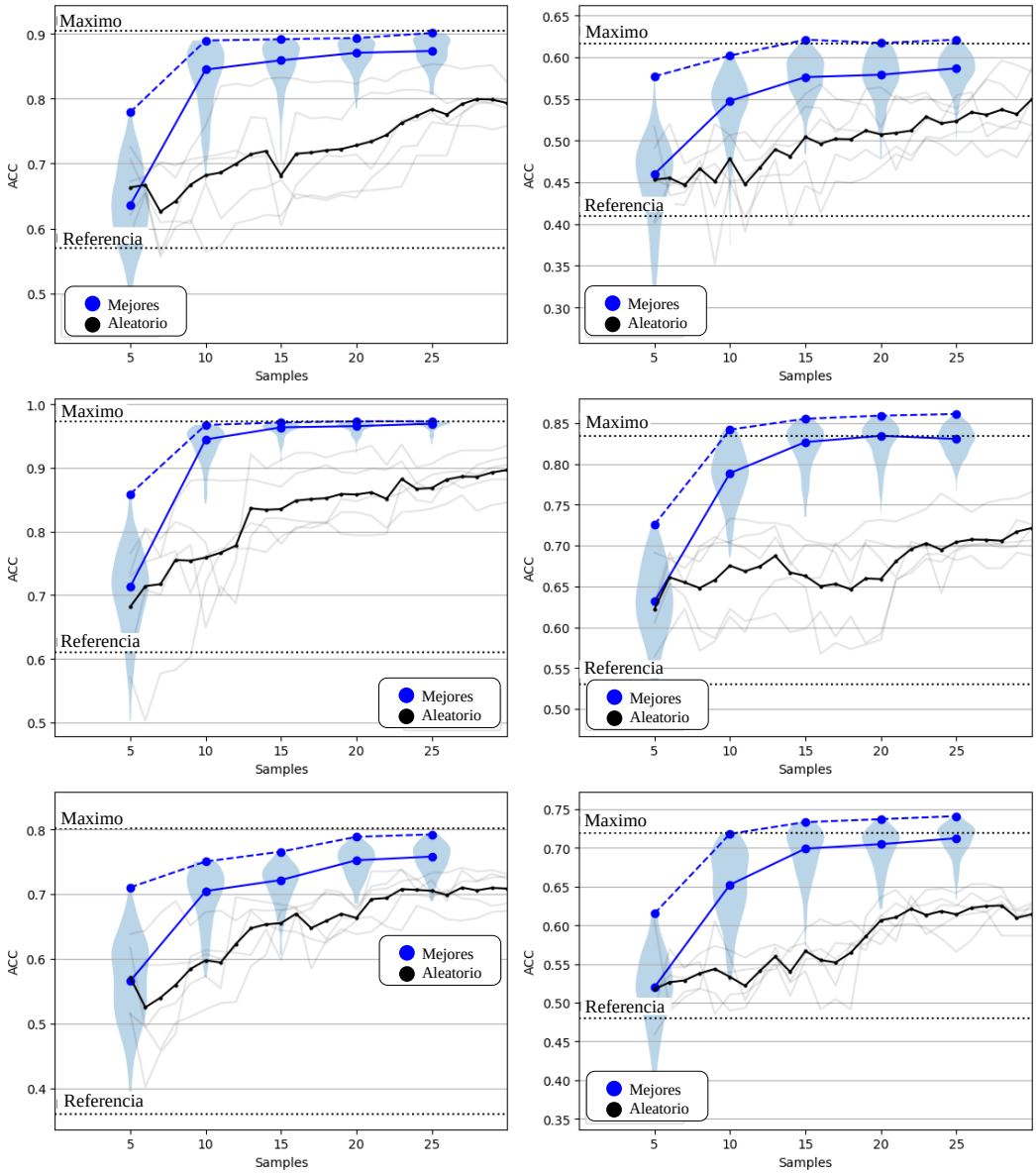


Figura 2 - Resultados de ACC para 6 diferentes nuevos hablantes usando un maximo de 25 muestras.

4 Conclusiones y Trabajo futuro

Este trabajo ha abordado el desafío del Reconocimiento de Emociones en el Habla (SER) al adaptar un modelo preentrenado a nuevos hablantes utilizando un número reducido de muestras. A través de nuestra metodología, que incluye tanto una estrategia aleatoria como una optimizada para la selección de muestras, demostramos que es posible mejorar significativamente la precisión del modelo base. Además, se ha mostrado que, incluso en escenarios donde no se puede predecir qué muestras serán las más efectivas, la estrategia aleatoria aún puede ofrecer mejoras significativas. Este hallazgo es crucial para aplicaciones prácticas donde el etiquetado exhaustivo no es factible.

Este estudio no solo reafirma la viabilidad de ajustar modelos SER a nuevos hablantes con datos limitados, sino que también destaca la potencial eficiencia de estrategias de selección de muestras más

inteligentes. Esto abre la puerta a futuros desarrollos en el campo del SER, donde la personalización del modelo puede lograrse de manera más rápida y con menos recursos, mejorando así la interacción humano-máquina en diversas aplicaciones prácticas.

Agradecimientos

Agradecemos a la Agencia Española de investigación (AEI) y al European Regional Development Fund (ERDF) por financiar parcialmente esta investigación por medio de los proyectos TED2021-131003B-C21 and PID2022-137048OB-C41financiados por MCIN/AEI/10.13039/501100011033 y por la "EU Union NextGenerationEU/PRTR". Además, agradecemos a la Generalitat Valenciana que financia este trabajo por medio del programa Santiago Grisolia (GRISOLIAP/2021/060, CPI-21-232).

Referencias

[1] A. Radford, J.W. Kim, T. Xu, G. Brockman, C. Mcleavey, & I. Sutskever. (2023). "Robust speech recognition via large-scale weak supervision". Proceedings of the 40th International Conference on Machine Learning, vol. 202, pp. 28 492–28 518.

[2] X. Li & R. Lin. (2021). "Speech emotion recognition for power customer service". 7th International Conference on Computer and Communications (ICCC), pp. 514–518.

[3] N. Elsayed, Z. ElSayed, N. Asadizanjani, M. Ozer, A. Abdelgawad, & M. Bayoumi. (2022). "Speech emotion recognition using supervised deep recurrent system for mental health monitoring". IEEE 8th World Forum on Internet of Things (WF-IoT), pp. 1–6.

[4] M. Abdelwahab & C. Busso. (2017). "Incremental adaptation using active learning for acoustic emotion recognition". IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP), pp. 5160–5164.

[5] M. Abdelwahab & C. Busso, (2015) "Supervised domain adaptation for emotion recognition from speech". IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP), pp. 5058–5062.

[6] C. Busso, M. Bulut, C. C. Lee, A. Kazemzadeh, E. Mower, S. Kim, J. N. Chang, S. Lee, & S. S. Narayanan. (2008). "Iemocap: Interactive emotional dyadic motion capture database". Language Resources and Evaluation, vol. 42, pp. 335–359.

[7] R. Lotfian & C. Busso. (2019). "Building naturalistic emotionally balanced speech corpus by retrieving emotional speech from existing podcast recordings". IEEE Transactions on Affective Computing, vol. 10, pp. 471–483.

[8] F. Burkhardt, W. F. Sendlmeier, F. Burkhardt, A. Paeschke, M. Rolfes, W. Sendlmeier, & B. Weiss. (2005). "A database of german emotional speech see profile a database of german emotional speech". Proc. Interspeech 2005, pp. 1517–1520.

[9] M. M. Duville, L. M. Alonso-Valerdi, & D. I. Ibarra-Zarate. (2021). "Mexican emotional speech database based on semantic, frequency, familiarity, concreteness, and cultural shaping of affective prosody". Data 2021, Vol. 6, vol. 6, p. 130.

[10] S. R. Livingstone & F. A. Russo. (2018) "The ryerson audio-visual database of emotional speech and song (ravdess): A dynamic, multimodal set of facial and vocal expressions in north american english". PLOS ONE, vol. 13, p. e0196391.

[11] K. Zhou, B. Sisman, R. Liu, & H. Li. (2021). "Seen and unseen emotional style transfer for voice conversion with a new emotional speech dataset". ICASSP, IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing - Proceedings, vol. 2021-June, pp. 920–924.

[12] J. Wagner, A. Triantafyllopoulos, H. Wierstorf, M. Schmitt, F. Burkhardt, F. Eyben, & B. W. Schuller. (2023). "Dawn of the transformer era in speech emotion recognition: Closing the valence gap". IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, vol. 45, pp. 10 745–10 759.

Tema 8

Acústica Musical

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS OF A SET OF MANOUCHE GUITARS

Leon Bucaretchi[1], Vincent Debut [1,2]

[1]Instituto de Etnomusicologia, Centro de Estudos em Música e Dança, Universidade Nova de Lisboa, Portugal

[2]Polytechnic University of Castelo Branco, Escola Superior de Artes Aplicadas, Portugal

leonbucaretchi@campus.fcsh.unl.pt, vincentdebut@ipcb.pt

Resumo

Django Reinhardt foi um guitarrista virtuoso e compositor de origem Manouche que viveu entre 1910 e 1953, alcançando o estrelato na década de 1930. Após a morte de Django, a sua música foi reapropriada pelos Manouche tornando-se gradualmente uma prática comunitária e também um género musical, hoje presente em festivais de música e conhecido como jazz Manouche ou Gypsy jazz.

Uma das particularidades do jazz Manouche é a utilização de um tipo específico de guitarra conhecida como guitarra Manouche. Neste artigo, propomos a análise dos parâmetros modais identificados em um conjunto de guitarras apresentando os dois tipos de guitarras comumente utilizadas no jazz Manouche, a *petite bouche* e a *grande bouche*. Num segundo momento, por meio de uma análise do travejamento interno e da identificação modal demonstramos como a diferença no número e na posição de barras de reforço interno da guitarra influencia as formas modais encontradas nos respetivos instrumentos. Finalmente, comparamos os resultados com os encontrados em guitarras clássicas.

Palavras-chave: Guitarra Manouche, identificação modal, Luteria, Acústica Musical.

Abstract

Django Reinhardt, a virtuoso guitarist and composer of Manouche origin, lived between 1910 and 1953, achieving stardom in the 1930s. Following Django's death, his music was embraced by the Manouche community, gradually evolving into both a communal practice and a distinct musical genre. Today, this genre is showcased in music festivals and recognized as Gypsy jazz or jazz Manouche.

One notable feature of jazz Manouche is the utilization of a specific type of guitar known as the Manouche or Gypsy jazz guitar. In this paper, we quantify and analyze the modal parameters identified experimentally of a collection of Gypsy guitars, encompassing the two commonly used types in jazz Manouche: the *petite bouche* and the *grande bouche*. Additionally, by comparing the bracing and results from our modal identification, we illustrate how differences in the number and placement of braces influence the mode shapes in both types of instruments. Finally, we compare our findings with those of classical guitars.

Keywords: Manouche guitar, Experimental modal analysis, Lutherie, Music acoustics.

PACS no. 43.75.

1 Introduction

The Selmer-Maccaferri guitar, that later became known as the Manouche guitar, was originally designed by the musician and luthier Mario Maccaferri in the 30s. Based on his innovative ideas, more than nine hundred instruments were produced at the Selmer factory in Paris between 1931 and 1952 [1]. Driven by the concerns of Selmer and the increasing market of jazz music, Maccaferri wanted to achieve a loud sound that would stand out in a group of instruments. Instead of using gut strings, he decided to build guitars with steel strings, and combined the lutherie of the traditional guitar with that of the Neapolitan mandolin, thus resulting in an instrument with specific structural and sonic characteristics. Maccaferri designed a guitar with an arched top, a non-fixed (floating) bridge, with minimal bracing and a metal plate that holds the strings like those found in mandolins [2]. In Maccaferri's time at Selmer, the guitar had a large D-hole, that has been replaced by a smaller oval opening after he left the factory.

Today, several luthiers and manufacturers make replicas of these instruments for the jazz Manouche market. Although there has been a growing interest in jazz Manouche by musicians and the public, the instrument itself has been rather seldom studied from the acoustic point of view, with exception of [3, 4], who presented measurements for calibrating a synthesis model. The basic functioning of the Manouche guitar is in fact no different from that of other acoustic guitars [4] but its specific design certainly provides the instrument some singular vibratory features that might explain its musical use.

This paper aims at investigating the vibratory behavior of the Manouche guitar through experimental techniques. For adequate analysis, a group of fourteen Manouche guitars was studied, measuring experimentally their input transfer function, usually named input admittance in the literature [5], and quantifying their modal parameters. Results are analyzed and compared to highlight some singularities of the Manouche guitar, as well as to relate aspects of construction design to its musical practice.

2 Experimental approach

2.1 The studied guitars

The set of studied instruments comprise fourteen Manouche guitars, provided in large part by a specialized shop in Paris. It includes models of the two types of Manouche guitars, namely *grande bouche* and *petite bouche*, referred to as GB and PB respectively, and consists of eight professional-quality instruments, built by present leading luthiers (Dupont Veille Reserve, Dupont Md 60, Gaffiero AXCL, Gaffiero Original, Leo Eimers, Olivier Marin, Geronimo Mateos, and Chez Jaquet), one historic instrument (Busato Grande Modele, dated 1947) and three industrially manufactured instruments (Gitane D500, Galato Angelo Debarre, and Altamira). For reference, two classical guitars were also analyzed. Looking at the number and diversity of the studied instruments, one expects this group to be a fair representative of the Manouche guitar.

Input transfer function measurements were carried out on all the instruments and modal identification techniques were applied to identify their modal frequencies and damping. Two models – one GB and one PB - were studied in detail through a full modal identification, i.e. including the identification of the mode shapes. By doing such an analysis, the global objective is twofold: (1) to identify specific acoustic features of the Manouche guitar in relation to other types of guitars and (2) to highlight the similarities and differences between GB and PB models, and then attempt to relate them to some aspects of their design.

2.2 The measurement protocols

The guitars were suspended freely using two elastic bands stretched between the ceiling and the headstock (Figure 1). As classical in measuring input admittance of string instruments [5], the instruments were put under normal tension i.e. with strings tuned to their nominal values, and then strings were muted to prevent any residual string vibration in the body response.

The input transfer function of each instrument was measured through impact test. A small impact hammer (PCB 086E80) was used to excite the structure and two accelerometers (B&K model 4375) were attached near the bridge and on the top plate, thus ensuring the detection of a maximum number of modes. These accelerometers were connected to charge amplifiers (B&K 2635), which were in turn connected to the Photon+ acquisition system. After striking the instrument with the impact hammer, three signals, the hammer excitation force and the accelerometers responses, were recorded at a sampling rate of 16384 Hz. Since modal analysis focuses on low-frequency behavior, the analysis was limited up to 650 Hz. A schematic diagram of the measurement instrumentation is provided in Figure 1.

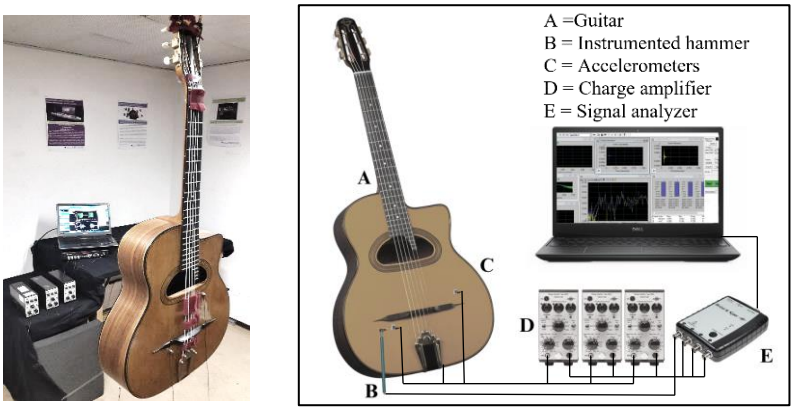


Figure 1 – Guitar suspended and measurement setup.

2.3 Modal identification

Objective of the modal identification is to provide estimates of the modal frequencies and modal damping. To that end, an implementation of the Eigensystem Realization Algorithm (ERA) [6] was used, fed by the set of impulse response functions, calculated through inverse-Fourier transform of the input transfer function expressed in terms of velocity. For the analysis, the first 0.2 seconds of each impulse response were used. The ERA algorithm is based on a state-space formulation of the system dynamics and attempts to identify a mathematical model to match the impulse responses of the structure. It combines the set of free decay responses to build a generalized Hankel matrix and then estimates the order of the model by using singular value decomposition. The last step of the algorithm consists of computing the eigenvalues of the chosen minimum model from which the modal parameters are extracted. This algorithm has been recognized as being very effective for the modal identification of complex systems.

For illustration, Figure 2 presents an example of measured impulse response and its corresponding input transfer function, together with the signals synthesized reconstructed from the identified modal parameters.

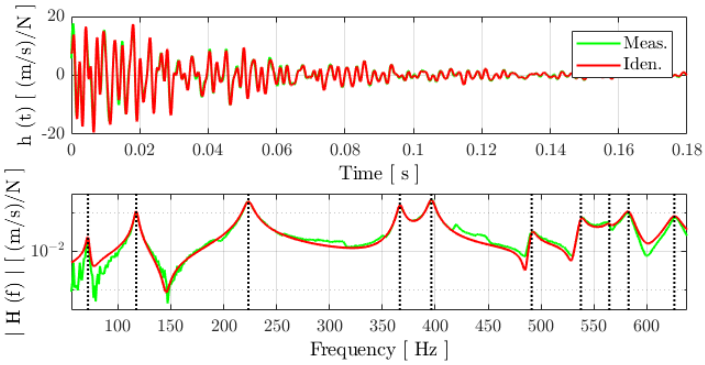


Figure 2 – Examples of measured (green) and reconstructed (red) impulse response and transfer function for a Manouche guitar.

3 Discussion

3.1 Input transfer function

Figure 3 displays the magnitude of the input transfer functions for all guitars measured, as well as grouped by the type of guitars, namely GB and PB. The first observation suggests that all the guitars exhibit a similar vibratory overall response, characterized by a well-defined modal behavior for frequencies up to 1000 Hz which becomes less pronounced as the frequency increases because of the growth of modal overlap.

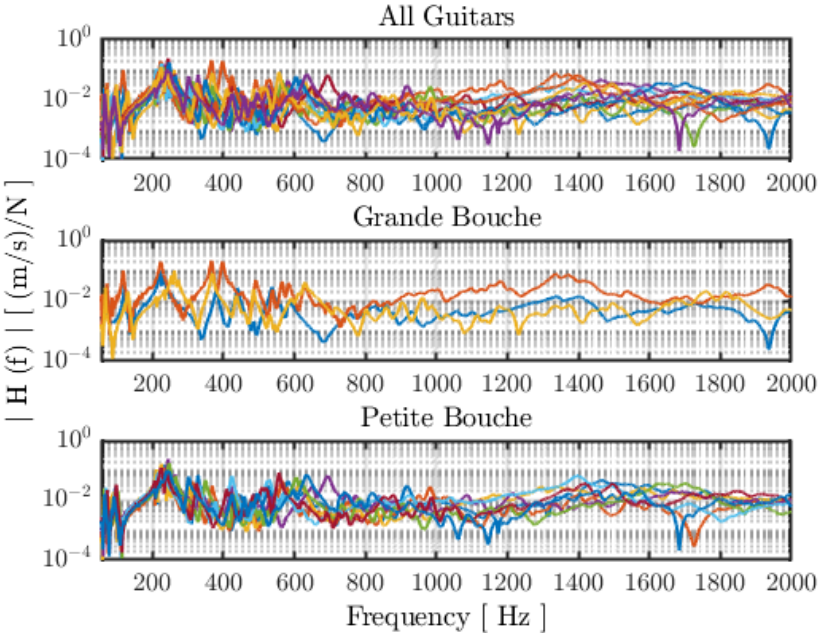


Figure 3-Magnitude of the transfer functions obtained for a set of Manouche guitars (above), grouped into GB (middle) and PB (below) guitars.

In an effort to highlight similarities and differences in behavior between GB and PB guitars, Figure 4 presents a statistical interpretation of these input transfer functions, obtained by calculating the mean (dark blue line) and standard deviation (light blue region) of the input transfer functions for each type

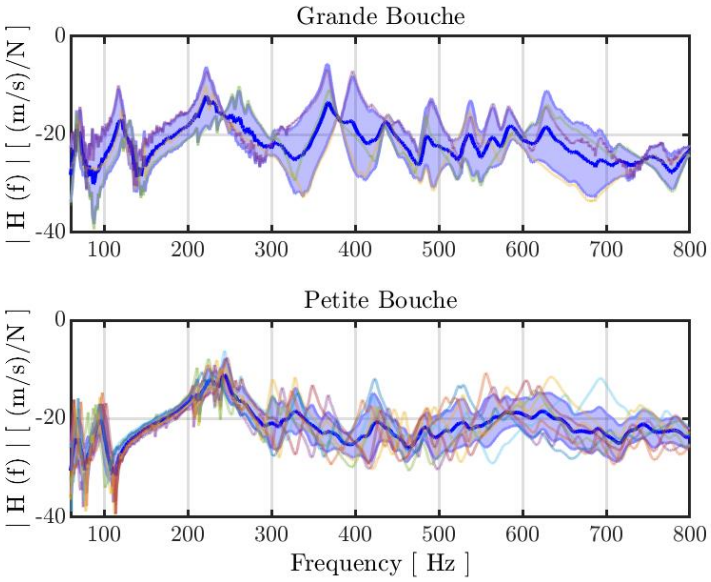


Figure 4 - Magnitude of the transfer functions obtained for the set of Manouches guitars, grouped into GB (above) and PB (below) guitars. The dark blue line represents the average of the transfer functions and the limits of the light blue zone represent the standard deviation of these measurements.

of guitar. Of course, interpreting the average is delicate since there may be some compensation between instruments, but the standard deviation provides an indication of the variability in responses among guitars of the same type. Notably, for PB guitars, a small standard deviation is observed up to 300 Hz, indicating similar vibratory behavior and reflecting some consistency of the builders' objectives. As expected, the standard deviation increases above 300 Hz, where small construction details start to have large influence on the vibratory behavior. It is also possible to observe other differences between GB and PB guitars, namely:

1) It can be noted that the frequency of the first mode around 100 Hz, differs between the two types of guitars: it is higher for GB guitars than for PB models. This mode, arising from the coupling between the Helmholtz resonance of the air cavity and the first mode of the top plate [7], is influenced by the volume of the air cavity and the surface of the opening. As previously mentioned, there are two types of Manouche guitar with different hole: a large "D" opening for GB guitars and a small oval opening for PB model. Assuming that the volume of the cavity in the GB and PB models is similar, this variation originates from the difference in the superficies of the openings. The observed different frequency seems consistent with the predictions given by a simple model found in [7] where an increase in the surface of the opening causes an increase in the natural frequencies for the coupled system;

2) Figure 3 also shows a difference in amplitude response between the GB and PB guitars for the first mode. On average, the GB guitars have a greater response for this mode, implying that the vibration of the strings is more efficiently transferred to the body. As a result, the sound radiation of the low frequencies is certainly more effective, and this may be a clue to explain why GB guitars are usually characterized by musicians and luthiers as having a more pronounced bass

sound than PB models, and thus associate the *grande bouche* with accompaniment and the *petite bouche* with solo parts;

3) A close look at Figure 5 in the 300-500 Hz range evidences that GB guitars globally have a larger amplitude response than PB guitars. Using the previous arguments, this could indicate that GB guitars are more efficient in radiating this frequency range, and perhaps, also explain their more percussive use and accompaniment function. Indeed, for radiating modes, the greater the vibratory response, the greater the sound radiation, while the shorter the duration of the string vibration.

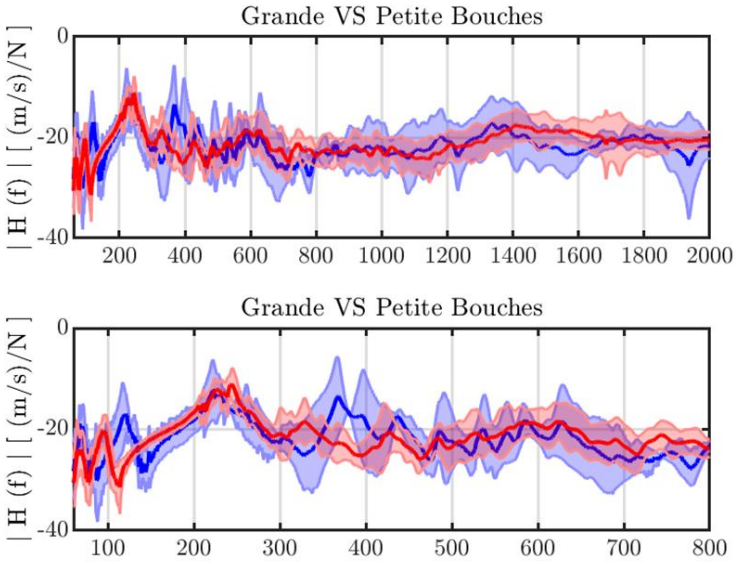


Figure 5 - Comparison of the averages and standard deviations of the transfer functions for the GB (blue) and PB (red) guitars. The darker lines represent the averages while the lighter lines represent the limits of the standard deviations.

Figure 6 displays the series of modal frequencies identified for each guitar. As already discussed, it is clear that the frequency of the first mode is higher for GB guitars compared to PB guitars. Other notable difference between GB and PB guitars occurs in the 200-350 Hz region, where the modal density is apparently higher for PB than GB guitars. A direct consequence is differences in timbre between the two types of guitars, but other interpretation could be to favor "singing tone" in PB models. This could eventually make musical sense since PB guitars are traditionally used to play solo parts in jazz Manouche performance.

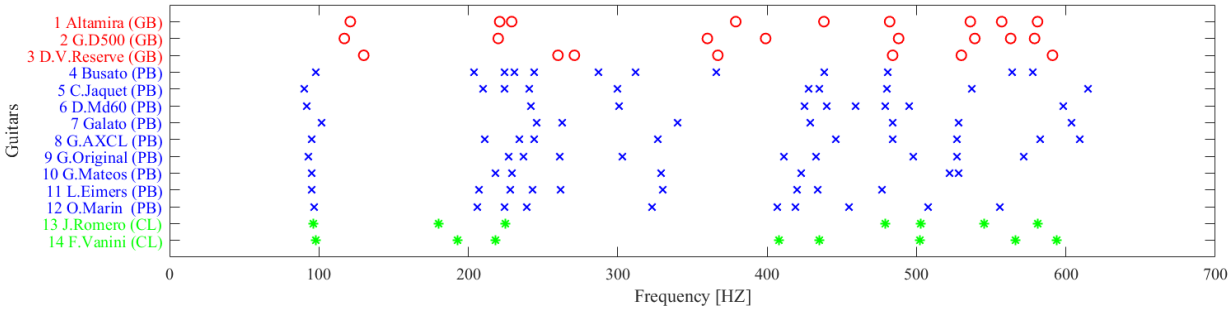


Figure 6 - Modal frequencies measured on the set of guitars. The guitars are presented by type (GB, PB and CL).

The analysis depicted in Figure 7 focuses on a group of PB guitars for which the average of the measured transfer function was calculated within a sliding window of 1000 Hz. By averaging, the local influence of resonances and antiresonances becomes less prominent, highlighting general trends in the transfer functions. It can be observed that all the guitars behave similarly up to 2000 Hz, with a constant average value and zero phase. Beyond this value, slight variations in magnitude are evident, accompanied by other variations in the phase response. Such an amplitude modulation in the average of the body response that occurs over a wide frequency range (2000-5000 Hz), is also observed in mandolins [8] and resembles to the characteristic "bridge hill" found in violins stemming from the coupling between the dynamics of the bridge and the top plate where the bridge is placed [9]. As depicted in Figure 7, the variations in amplitude and phase are more pronounced in some instruments but the trend suggests a different behavior compared to classical guitars [9], where the average of the input transfer function converges to a constant value with no change in phase.

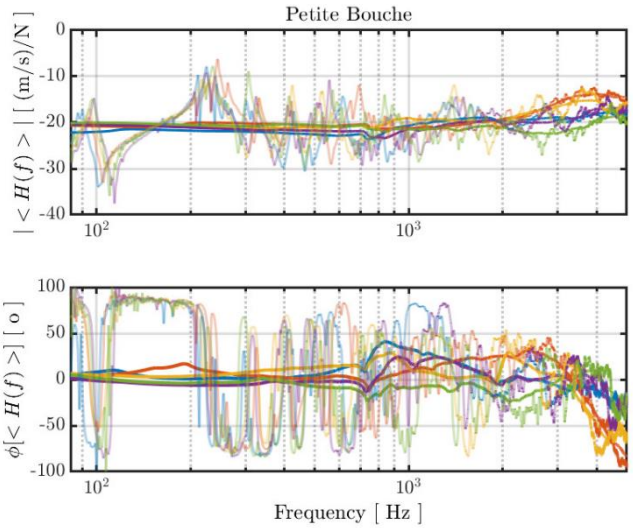


Figure 7 – Sliding average of the input transfer functions of four *Petite Bouche* guitars (Chez Jacquet, Leo Eimers, Geronino Mateos, Olivier Marin and Gaffiero Original). Top: magnitude; bottom: phase. Original measurements are superimposed in transparency.

3.2 Modal damping

The identified values of modal damping include a number of dissipation phenomena, namely internal dissipation and sound radiation. In practice, damping has a large influence on sound perception and can

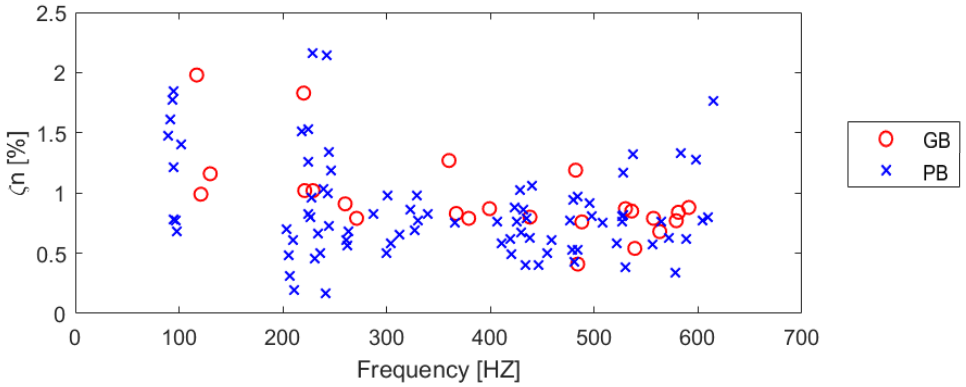


Figure 8 – Identified modal damping values for the measured Manouche guitars.

be hardly controlled by luthiers once the instrument is finished. The modal damping values identified for the analyzed guitars are shown in Figure 8. For both types of guitar, the first two modes exhibited the largest values, illustrating coupling between the top and back plates, as well as with the air cavity, and from 250 Hz, modal damping values fall in the range 0.25% to 1%. Also note that there is no significant trend that could suggest any specific behavior for this group of analyzed guitars.

3.3 Mode shapes

The second series of measurements concerns two instruments only, both built by renowned luthiers: a GB model designed according to the original Selmer-Maccaferri model, i.e. following original dimensions and construction features, and a PB model built following the design of the Selmer post-Maccaferri. Here, objective is to identify and compare the mode shapes of each type of guitar. To that end, a mesh of 140 test locations regularly spaced on each guitar was defined, and impact excitation was performed at all points. Then, modal identification was performed as before and from the identification of the modal amplitudes at each point of the mesh, the mode shapes were reconstructed.

Figure 9 and 10 present the identified mode shapes for GB and PB models respectively. As can be seen, the first modes (up to 300 Hz) are similar and present a vibratory pattern of a monopole, and thus are expected to dominate the radiation field. The first mode is the classic breathing mode [10], and the second mode, occurring at approximatively 220 Hz, also certainly involves coupling with the back plate but with different phase relationship. For the PB model, three close modes with similar mode shapes are found between 220 and 260 Hz similarly to what observed Russel for folk guitars [11]. Then, at around 360 Hz and 304 Hz for GB and PB respectively, the next mode shape is characterized by a dipole radiation along the vertical direction, separating the top plate into two regions vibrating out-of-phase. Because of such a vibratory pattern, this mode is certainly of small strength for sound radiation but by looking at Figure 5, note that it has a large amplitude response for both guitars. As discussed in [12] for the Neapolitan mandolin, this mode shape is probably caused by details of the bracing (see next

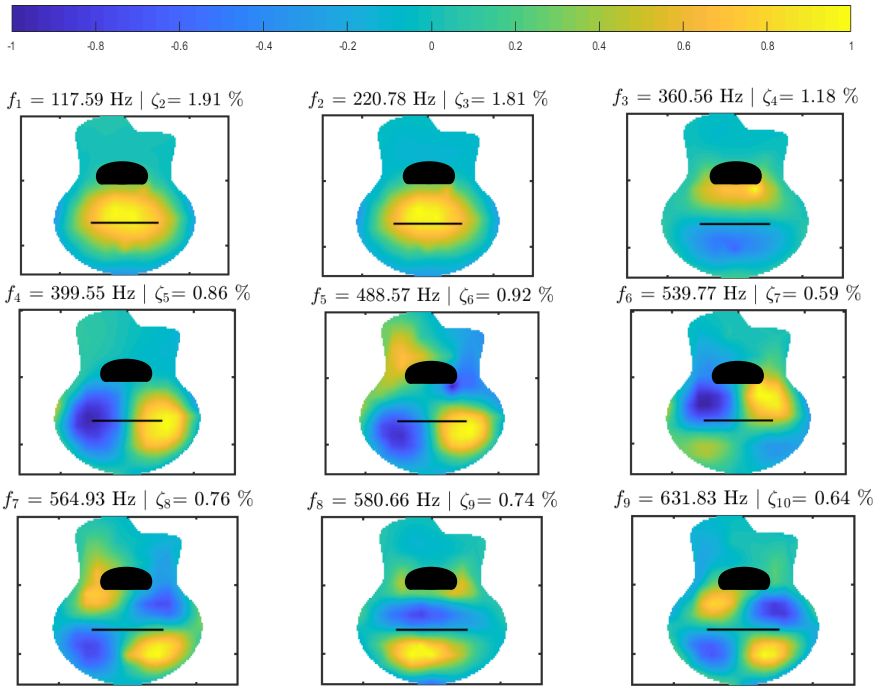


Figure 9 - Experimentally identified modal frequencies, modal damping and mode shapes for GB model.

section). Finally, as one could expect, the higher modes become more localized and follow the mode shapes of a plate-like structure, influenced by construction details.

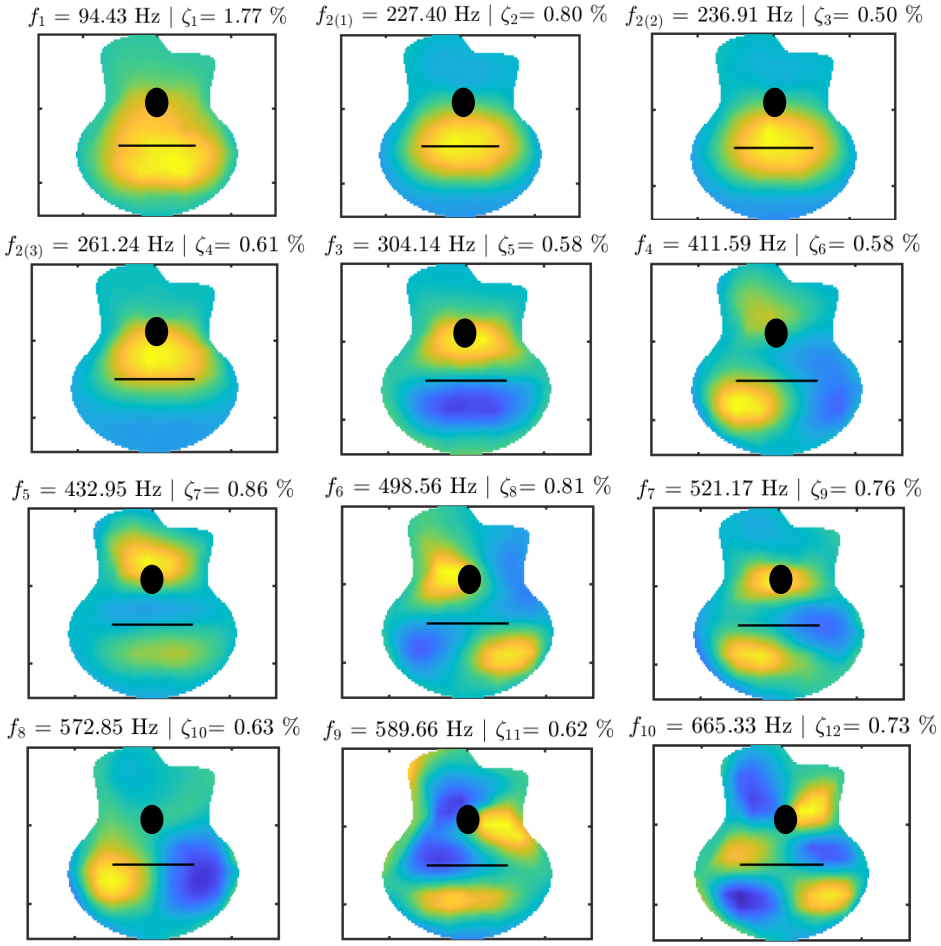


Figure 10 – Experimentally identified modal frequencies, modal damping and mode shapes for PB model.

3.4 Influence of the bracing

As plotted in Figure 11, the Manouche guitar features a solid bracing across its width, particularly in the bridge area, where it has two horizontal braces to support the force exerted by the strings on the top

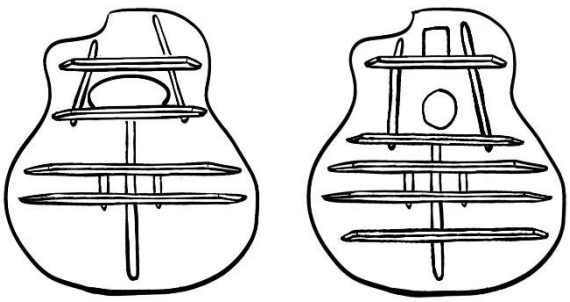


Figure 11 - Bracing on the GB (left) and PB (right) guitars.

plate. These braces increase the rigidity of the top plate, and for small wavelengths, generate nodal lines that divide the top plate into different areas, as already seen in Figures 9 and 10. Also, as seen in Figure 11, GB and PB models have slightly different bracings, with an additional reinforcement brace below the bridge for PB model, as well as a different location for the floating bridge. Most of the braces are oriented along the horizontal direction and except a small vertical bar used for plate joining, the Manouche guitar does not have any lengthwise bracing.

Comparing Figures 9-10 with Figure 11, one understands the direct influence of the design of the bracing on the vibratory behavior of the Manouche guitar. For long wavelengths, the bracing is almost transparent but as the frequency increases, one can see its influence due to the high rigidity in the region of the bridge, with the appearance of a modal pattern, with a dipole character along the vertical axis, around 304 and 360 Hz for PB and GB respectively (see Table 1). The bracing direction makes the top plate resistant to movement in the horizontal direction and provides more flexibility in the vertical direction. Due to differences in shape, thickness, and density of the different regions of the top plate, the guitar does not have absolute symmetry and a direct consequence is that modes with series of in-phase and out-of-phase regions along the vertical direction, are potential radiators of acoustic energy. Their acoustic efficiency will be mainly controlled by the type of radiator, i.e. monopole, dipole or quadripole but one could expect that many modes, including of dipole type, will have a contribution from the monopole type, even of small strength [13], that certainly contributes to the acoustic power and characteristic timbre of the instrument.

Other noticeable influence of the horizontal bracing appears for the mode shape similar to another dipole, now oriented in the horizontal direction. Because of the extra brace below the bridge for PB guitars, the greater proximity between these braces results in a stiffer top plate. This causes the frequency difference for this mode between models, where the mode shapes occur at higher frequency in PB (around 600 Hz) than in GB (around 400 Hz) models.

3.5 Comparing Manouche and classical guitars

The classical guitar (CL) usually has a fan-shaped bracing that distributes the vibratory energy along the top plate. In contrast, the Manouche guitar has four or five solid horizontal braces.

Looking at Figure 6, one can see that the frequency of the first mode occurs at similar frequencies for both CL and PB guitars. Also, it is interesting to note that PB models exhibit many modes in the frequency range 250-400 Hz while the modal density is low for classical guitars.

As already discussed, in Table 1, the separation of the top plate into two zones of vibration along the vertical axis occurs at lower frequencies in the Manouche guitar compared to the classical guitar, and the division of the top plate into two zones of vibration along the horizontal axis occurs at lower frequencies in the classical guitar.

	Dipole along the vertical axis	Dipole along the horizontal axis
Manouche GB	360 Hz	400 Hz
Manouche PB	304 Hz	572 Hz
Classical CL	436 Hz	268 Hz

Table 1 – Modal frequencies of the mode shapes dividing the top plate into two regions for classical guitar [15] and Manouche guitars (GB and PB models).

Richardson [15] observed that on classical guitars with symmetrical bracing, the third mode is quite symmetrical (Figure12 - (a)). As a result, this mode usually has ineffective radiation since the opposite phases of the two regions of the top cancel each other out. On the other hand, the other modes, which

have a more asymmetrical vibratory pattern, certainly radiate sound energy more effectively. The different order of appearance of these modes in classical and Manouche guitars may be a potential clue

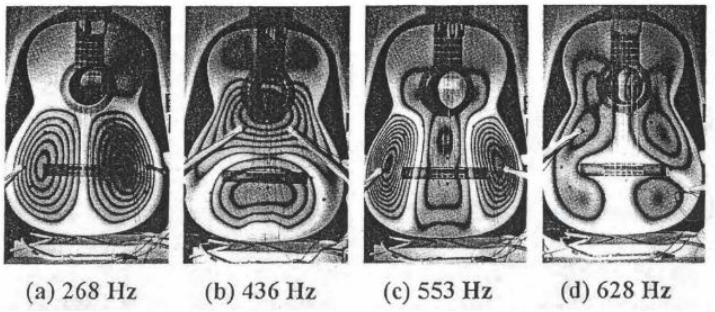


Figure 12 – From left to right: third, fourth, fifth and sixth modes for a classical guitar [15].

to explain tone and acoustic power differences between these guitars. For example, on PB guitars, we find modes of monopole character, i.e. that lead to an effective sound radiation, up 260 Hz while a mode with certainly an ineffective sound radiation is found in this frequency region on Richardson's classical guitar (see Figure 12). Then, for frequencies between 500-600 Hz, classical guitars often have modes with more than one vertical nodal line (Figure 12 - (c)). However, as seen in Figures 9 and 10, the Manouche guitar does not present more than one vertical nodal line in this frequency region. For instance, around 580 Hz, the GB guitar even displays two horizontal nodal lines. This is due to the absence of a fan-shaped bracing or some vertical stiffeners along its length and as already noted, the existence of a solid brace along its width. Like Mihălcică [16] observed "The influence that fan bracing has on the dynamic response of guitar bodies is observed at higher frequencies, through two aspects: 1 - the formation of particular modes of vibration, which are not found in other structures and 2 - the sequence of modes of vibration that differ from one structure to another".

4 Conclusions

In this paper, we present results from modal analysis for a group of Manouche guitars, including both *grande bouche* and *petite bouche* models. Through the analysis of input transfer functions and the identification of modal parameters, we were able to highlight vibrational differences between these two types of Manouche guitars and compare them to classical guitars. This helped in understanding how structural aspects influence the vibrational behaviour and contribute to the distinctive sound of this instrument.

We observed how the specific design of bracing affects the mode shapes found in Manouche guitars, how the dimensions of the guitar sound hole affect the modal frequency of the first mode, and that some Manouche guitar exhibits modes in the mid frequencies that are absent in classical guitars. Noticeably, we also evidenced the existence of a "bridge hill" in the guitar response as observed in violins, which provides musicians a way of altering, up to a certain point, the tones of the guitars as the bridge is movable.

It is worth noting that a study of a group of Manouche guitars has never been done before. Although this work is an initial step in characterizing the Manouche guitar, some elements absent from this study would allow for a more complete understanding of this instrument and remain to be developed in the future. These include the study of the specific strings used in Manouche guitars, an in-depth study of bridge behaviour and a deeper understanding of the sound radiation of this instrument comparing it to classical and other types of acoustic guitars.

Acknowledgements

This research was funded by the Fundação para a Ciência e Tecnologia (UIDB/00472/2020, SFRH/BD/143444/2019). The study of seven of the aforementioned instruments, including the highest-value instruments by renowned luthiers, was made possible thanks to Laurent Murelli and the team at Guitare Village in Paris (Domont), who collaborated to this research by making the instruments available for analysis.

References

[1] Charle, F. (1999) *L'Histoire des guitares Selmer Maccaferri*. François Charle, Paris.

[2] Intelisano, G. (2017) *Mario Maccaferri un liutaio fra Cento, Parigi e New York a luthier in Cento, Paris and New York*. Tipografia Bagnoli, Bolonha. https://www.alessandromaccaferri.it/wp-content/uploads/2020/03/Mario-Maccaferri.pdf

[3] Lee, N., Chaigne, A., Smith III, J. & Arcas, K. (2007) "Measuring and Understanding the Gypsy Guitar". In: *Proc. of the Int. Symposium on Musical Acoustics* (ISMA07), Barcelona, Spain.

[4] Rossing, T.D. (2010) *The sciences of string instruments*. Springer, New York.

[5] J. Woodhouse & R.S. Langley (2012) Interpretating the input admittance of violins and guitar. *Acustica-Acta acustica*, vol. 98, pp. 611–628.

[6] Juang, J. (1994) *Applied System Identification*. PTR Prentice-Hall, Inc., New Jersey.

[7] Chaigne, A. & Kergomard, J. (2016) *Acoustics of musical instruments*. Springer, New York.

[8] Cohen, D.J., & Rossing, T.D. (2003) The acoustics of mandolins. *Acoustical Science and Technology, 24,* pp. 1-6.

[9] Woodhouse J. (2014) The acoustics of the violin: a review. *Rep Prog Phys*, 77(11). Doi: 10.1088/0034-4885/77/11/115901.

[10] French, M. R. (2009) *Engineering the Guitar – Theory and Practice*. Springer, New York.

[11] Russel, D. (1998) Modal Analysis of an Acoustic Folk Guitar. Penn State College of Engineering. Acedido em 2020: https://www.acs.psu.edu/drussell/guitars/hummingbird.html

[12] Quintavalla, M., Gabrielli, F., & Canevari, C. (2022) The Acoustics of Traditional Italian Mandolins and Their Relation with Soundboard Wood Properties. *International Journal of Wood Culture*, 2(1-3), pp. 1-18. DOI:10.1163/27723194-bja10001

[13] Perry, I. (2014) *Sound radiation measurements on guitars and other stringed musical instruments*. Tese de Doutoramento. Cardiff University.

[14] Stanciu, M.D & Curtu, I. (2012) *Dinamica Structurii Chitarei Clasice*. Editura Universitatii Transilvania Din Brașov, Brașov.

[15] Richardson, B. (1994). The Acoustical Development of the Guitar. *Catgut Acoustica Society Journal*, 2 (5), p. 1–10. CAS, Dallas.

[16] Mihălcică, M., Stanciu, M.D. & Vlase, S. (2020) Frequency Response Evaluation of Guitar Bodies with Different Bracing Systems. *Symmetry* 2020, 12, pp. 795.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ANÁLISIS DE FRECUENCIAS DE UN LITÓFONO EN EL SUR DE GRAN CANARIA (ISLAS CANARIAS)

A.J. Rodríguez-Rubio[1,2] y R. Mayor González[2]

[1] Universidad de Las Palmas de Gran Canaria
{Alejandro.rodriguez128@alu.ulpgc.es}
[2] Conservatorio Superior de Música de Canarias
{rmaygon@gobiernodecanarias.org}

Resumen

El litófono es uno de los testigos de la cultura prehispánica de Canarias. Este instrumento se describe como una o varias rocas con hendiduras conformadas por marcas de golpeos para su percusión con diferentes fines, cuya actividad daba como resultado sonidos similares al de una campana. Existen diversos enclaves a lo largo de toda la geografía canaria. En este estudio se describe uno de los complejos con mayor número de litófonos del archipiélago. Este emplazamiento se encuentra en el municipio de Santa Lucía de Tirajana, al sur de la isla Gran Canaria, y está formado por rocas basálticas. A nivel acústico, se detallan las diferentes frecuencias y resonancias obtenidas en los puntos de percusión de cada instrumento, además de caracterizar la interválica existente. Por otra parte, las rocas pueden catalogarse como sonoras y muy poco sonoras.

Palabras clave: litófono, etnomusicología, música, Gran Canaria, antiguos canarios.

Abstract

The lithophone is one of the witnesses of the pre-Hispanic culture of the Canary Islands. This instrument is described as one or several rocks with indentations formed by blow marks for percussion with different fines, whose activity resulted in sounds similar to that of a bell. There are various enclaves throughout the entire Canary Islands. This study describes one of the complexes with the largest number of lithophones in the archipelago. This site is located in the municipality of Santa Lucía de Tirajana, in the south of the island of Gran Canaria, and is formed by basaltic rocks. At an acoustic level, the different frequencies and resonances obtained at the percussion points of each instrument are detailed, in addition to characterizing the existing interval. On the other hand, rocks can be classified as sonorous and very little sonorous.

Keywords: lithophone, ethnomusicology, music, Gran Canaria, ancient canarians.

PACS nº. 43.75.-z y 43.75.Kk.

1 Introducción

El litófono es uno de los pocos instrumentos que aún, aún a día de hoy, perduran intactos. Es la mejor prueba viviente del sonido de las civilizaciones más antiguas y, en este caso, de la cultura de los antiguos canarios. Estos instrumentos están formados por rocas naturales de diferente tamaño y cuentan con hendiduras provocadas por el percutido constante de otras rocas. A lo largo del Archipiélago canario existen una gran concentración de enclaves, por lo que estos instrumentos son un rasgo característico de la sociedad de los antiguos canarios. Esta particularidad no ha sido catalogada ni observada en ningún otro lugar hasta la fecha. Es verídico que en otros lugares del mundo existen litófonos. Sin embargo, éstos no reúnen las características de los complejos litofónicos de Canarias, ya que están formados por piedras naturales sin modificar [1]. No obstante, en Nigeria existen algunos enclaves similares denominados “rocas gong”. Estos cuentan con usos relacionados con los actos funerarios y de culto religioso, en donde acompañan los cantos y danzas tradicionales [2]. A pesar de ello no son tan abundantes como en Canarias.

La ubicación de estos enclaves suele estar vinculada con la toponimia del lugar, relacionándose con el nombre de campana, campanita, campanario y sus derivados [3]. Sin embargo, esto no sucede con algunos instrumentos, como es el caso del enclave litófonico que describiremos en este trabajo. No obstante, la mayor parte de litófonos de Canarias cuenta con toponimia de campana o similar. Esto se debe a que posee arraigo en la tradición oral y de uso después de la conquista. En cambio, el hecho de encontrar enclaves que no responden a la toponimia podría deberse a que no se aprecia ninguna tradición de uso en estos lugares posterior a la conquista de Canarias, por lo que estos instrumentos han permanecido en su mayoría intactos, y de ahí su interés actual. En el caso particular del enclave que describiremos en este trabajo, es preciso mencionar que no se ha descrito con anterioridad tanto física como acústicamente.

Los usos y funciones de estos instrumentos en Canarias aún se desconoce. Aunque varios autores han definido diversas utilidades posibles como son la comunicación, culto y divertimento [4]. Estos usos se asimilan a los descritos en Nigeria.

2 Antecedentes

Los primeros estudios relacionados con estos instrumentos comenzaron en la década de los ochenta con la aportación del Dr. Tejera Gaspar [4], posteriormente se añadieron diversos estudios de la Dra. Rosario Álvarez Martínez y el Dr. Lothar Siemens [1]. En la isla de Fuerteventura se realiza el primer catálogo por Manuel González Ortega en 1992 [5]. Coetáneamente, el autor Ángel Rodríguez Fleitas describe el primer litófono catalogado de Gran Canaria [6]. Después, en el año 2011 el autor Francisco García Miranda realiza el primer catálogo de la isla de Tenerife [7]. En cuanto a estudios de acústica, el primero se realizó en 2003 por el autor Hans-Joachim Ulbrich [8]. En este estudio se realizó un análisis acústico del litófono de Peña Luis Cabrera en Lanzarote. La última aportación se realiza en el año 2023 por el autor Rodríguez-Rubio, Alejandro J. [9], en donde se elabora un análisis de frecuencias del litófono de la campana del Lomo Magullo en Telde, Gran Canaria.

3 Área de Estudio

El enclave litofónico se encuentra en el sureste de la isla de Gran Canaria, más concretamente en el municipio de Santa Lucía de Tirajana, cerca del pueblo de Sardina del Sur (ver Figura 1).

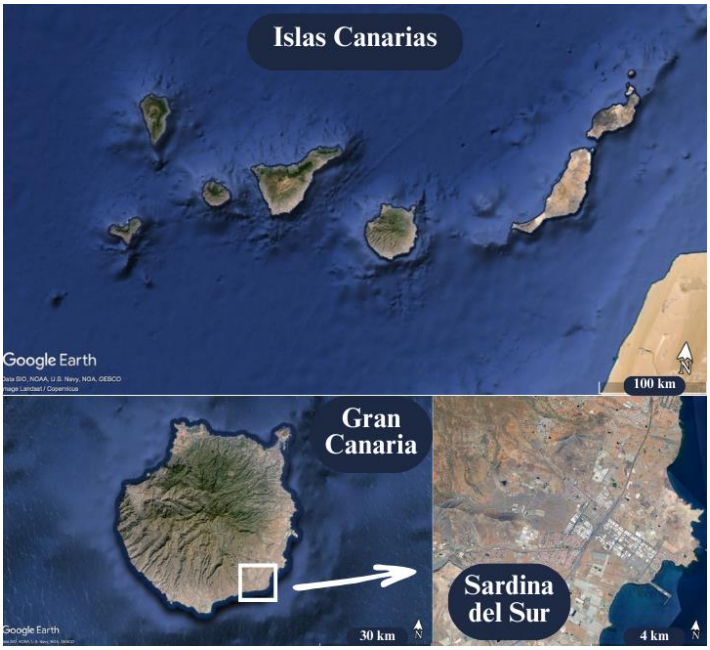


Figura 1 – Mapa de localización de la zona de estudio en Sardina del Sur, Gran Canaria (islas Canarias) (Mapa elaborado con Google Earth).

La isla de Gran Canaria se localiza en medio del archipiélago canario, constituido por ocho islas y varios islotes. Se encuentra entre las latitudes de 27º y 30º. El archipiélago cuenta con un origen magmático y son islas intraplaca asociadas a la teoría del punto caliente [10]. Esto significa que los litófonos estarán compuestos por materiales volcánicos. En este caso, el enclave litofónico está formado por coladas basálticas y basáltico olivínico-piroxénicas del Ciclo Post Roque Nublo (ver Figura 2). Los olivinos se encuentran oxidados de ahí su color marrón/anaranjado.

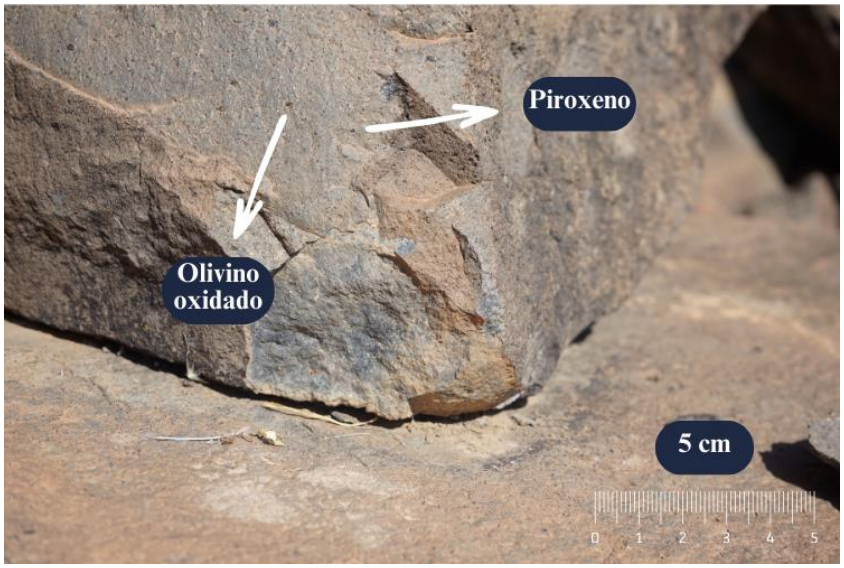


Figura 2 – Detalle de las rocas que forman el litófono. El piroxeno lo conforman los puntos negros y los olivinos los puntos marrones/anaranjados. Elaboración propia.

4 Metodología

Para la grabación y análisis se tomó como referencia la metodología usada por el autor Ulbrich en el análisis frecuencial del litófono de Peña Luis Cabrera, en Lanzarote [8]. De este modo, se muestrearon los sonidos de los diferentes puntos de percusión de sendos litófonos del enclave. Esto se realizó a través de la grabadora portátil Zoom H5 con un micrófono cardioide con una respuesta de frecuencia lineal entre 20 y 20.000 Hz. Posteriormente, se utilizó el software libre ``Audacity´´ para el análisis de frecuencias, utilizando la función ventana Blackman-Harris que nos ofrece el software para la representación de las curvas de frecuencia.

El sonido muestreado se obtuvo a través de la percusión a fuerza media con percutores del lugar, piedras de basalto con marcas de golpeo anteriores adaptados a la mano del hombre (ver figura 3). Durante el estudio, se analizó el punto de 0,02 segundos aproximadamente para eliminar el ruido o distorsión provocada por la fricción del percutor, de la misma forma que lo realizó el auto referenciado.



Figura 3 – Vista en detalle de los percutores encontrados en el enclave.

5 Resultados

En este apartado se describirá el enclave litofónico y, posteriormente, cada instrumento, además de proporcionar los datos de frecuencias y resonancias obtenidos en cada punto de percusión. Estos datos se muestran en las diferentes tablas que se encuentran en este punto.

5.1 Descripción del Enclave Litofónico

Este enclave cuenta con más de medio centenar de litófonos repartidos por 4 complejos. La superficie total es de aproximadamente 1,96 hectáreas, por lo que es una de las ubicaciones litofónicas con mayor superficie de Canarias. Se encuentra en un ambiente arqueológico de importancia, ya que en la cercanía existen diversas manifestaciones rupestres como es el caso de un almogarén, grabados y restos de diversas construcciones de los antiguos canarios. Además de encontrarse a escasos kilómetros de La Fortaleza, uno de los yacimientos más importantes del sur de la isla. Es de destacar que esta área cuenta con grabados tanto líbico-bereber como líbico-latino, esto es algo muy peculiar y destacable, ya que se considera que la escritura líbico-latina solo puede encontrarse en las islas más orientales (Fuerteventura

y Lanzarote) [11]. Esto, en cierta manera, informa de la posible música y cultura que rodeaba el aura de estos fantásticos instrumentos. Debido a que en este lugar convergen diferentes corrientes culturales reflejadas en las diferentes manifestaciones rupestres, como es el caso de escrituras y grabados simbólicos.

En este trabajo se realizará un estudio de los litófonos de mayor tamaño de los 2 primeros complejos; los cuales son los que cuentan con la mayor superficie del enclave, 1,47 hectáreas. En el primero se han analizado y descrito 4 instrumentos. En el caso del segundo complejo han sido descritos y analizados 2. A continuación, es posible apreciar a través de dos fotos aéreas una de cada complejo (ver Figura 4), en ella se encuentra la ubicación de cada instrumento estudiado.

Los tipos de litófonos que hemos estudiado en este trabajo se catalogan como tipo A, piedras de gran tamaño con sonido similar al de una campana, y tipo B, piedras de diferente tamaño con sonido seco. Esta tipología de litófonos la definió el autor García Miranda [7]. Como se puede apreciar en el siguiente apartado, la mayoría de los puntos de percusión de estos litófonos son tipo A.

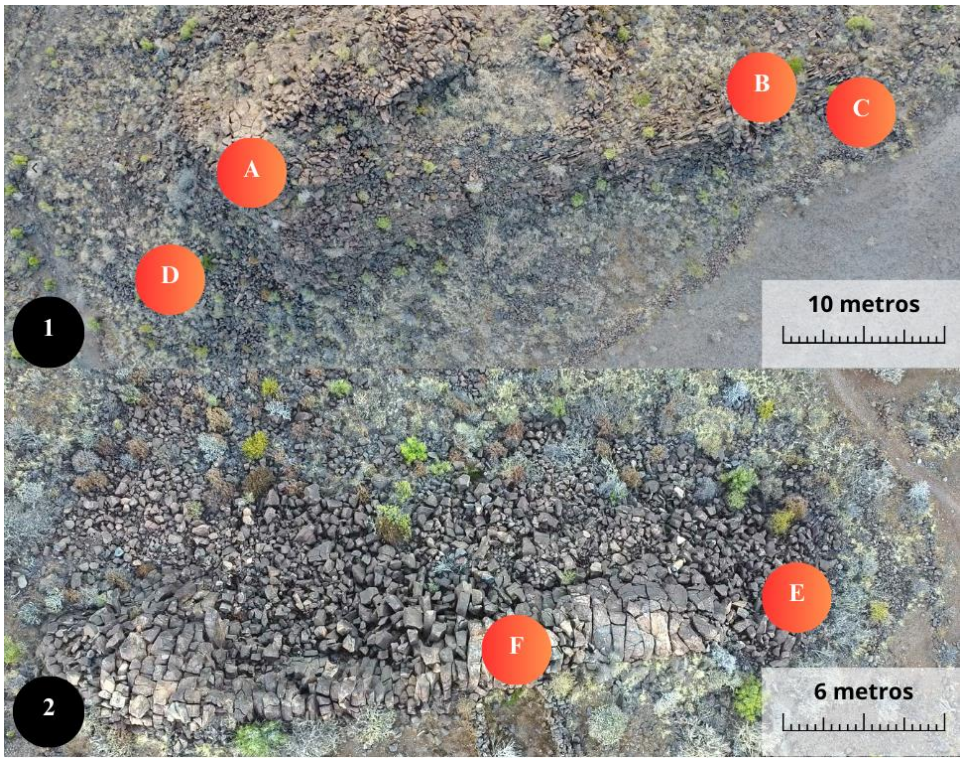


Figura 4 – Vista aérea de los dos complejos litofónicos estudiados. 1) Complejo de mayor tamaño donde se han estudiado 4 litófonos. 2) Complejo menor donde se han estudiado 2 litófonos. Elaboración propia.

5.2 Análisis de Frecuencias

En este apartado se expondrán los resultados obtenidos de cada litófono por orden alfabético. En cada instrumento se expondrá una figura con los puntos de percusión y, posteriormente, los datos de frecuencias obtenidos.

5.2.1 Litófono A

Este litófono se encuentra en la cima del primer complejo y cuenta con 10 puntos de percusión (ver Figura 5). Su tamaño aproximado de 1,5 metros de largo y 1 metro de ancho, su grosor oscila entre 20 y 50 centímetros. Todos sus puntos de percusión están caracterizados por un sonido similar a una campana grave (ver Tabla 1).

5.2.2 Litófono B

Este litófono se encuentra en la cara oeste del primer complejo y cuenta con 3 puntos de percusión (ver Figura 4). Sus dimensiones son aproximadamente de 1 metro de largo y 70 centímetros de ancho, su grosor oscila los 40 centímetros. Cuenta con una forma de prisma, ya que cuenta con caras paralelas y planas. Sus sonidos son graves, pero mucho más secos que el anterior (ver Tabla 2).

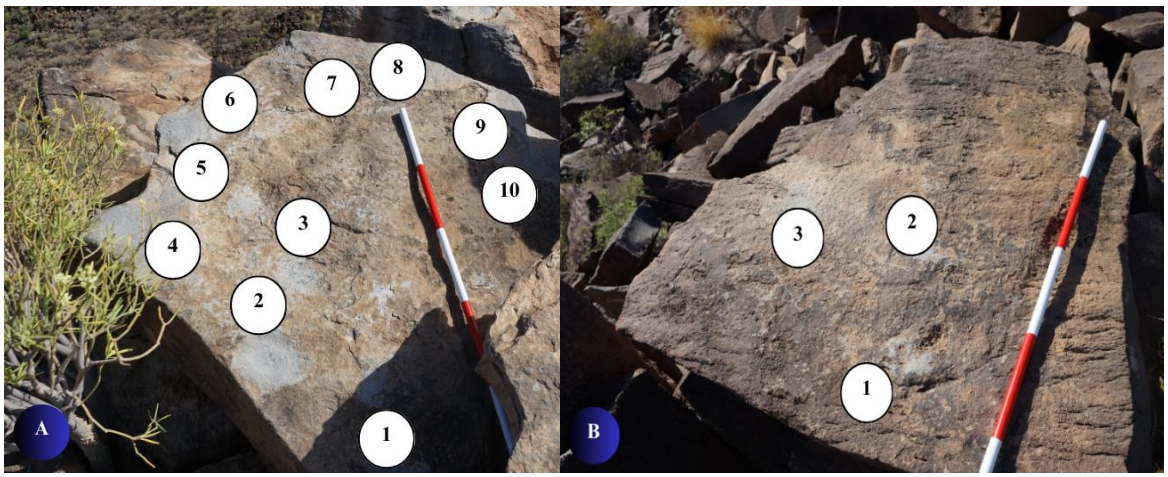


Figura 5 – A) Vista en detalle de los puntos de precusión del litófono A. B) Vista en detalle de los puntos de percusión del litófono B. Elaboración propia.

5.2.3 Litófono C

Se localiza en la cara norte del primer complejo y cuenta con 3 puntos de percusión (ver Figura 6). Sus dimensiones son aproximadamente de 1,2 metros de largo y 40 centímetros de ancho, su grosor oscila los 10 centímetros. Su sonido es muy peculiar ya que es uno de los litófonos con mayor proyección sonora de todo el enclave. Su tesitura es media (ver Tabla 3).

5.2.4 Litófono D

Este litófono se encuentra en la cara este del primer complejo y cuenta con 5 puntos de percusión (ver Figura 6). Su dimensión es de aproximadamente 1,6 metros de largo y 40 centímetros de ancho, su grosor es de aproximadamente 40 centímetros. Cuenta con una forma peculiar ya que es el litófono más alargado de todo el enclave. A pesar de su longitud y volumen, sus sonidos son de tesitura media (ver Tabla 4).

Tabla 1 – Análisis de frecuencias del litófono A.

Litófono A				
Puntos de Percusión Nº.	**F_R** Hz	**F_M** Hz	**F_N** Hz	**Duración** Seg.
1	160-250	25	33, 71, 43 633	0,45
2	160-250	25	33, 47, 101, 167	0,49
3	160-250	23	33, 39, 72, 630	0,46
4	160-250	23	48, 58, 85, 600	0,55
5	160-250	21	45, 73, 90, 630	0,49
6	160-250	29	38, 48,964, 1073	0,35
7	160-250	20	46, 70, 82, 636	0,36
8	160-250	73	25, 101, 188, 228	0,4
9	160-250	70	24, 166, 232, 935	0,23
10	160-250	70	23, 99,148, 612	0,43
F_R: Frecuencia de resonancia del basalto. **F_M:** Frecuencia con mayor volumen. **F_N:** Otras frecuencias máximas, pero de menor volumen que **F_M**.				

Tabla 2 – Análisis de frecuencias del litófono B.

Litófono B				
Puntos de Percusión Nº.	**F_R** Hz	**F_M** Hz	**F_N** Hz	**Duración** Seg.
1	2100-2500	49	68, 318, 414, 799	0,15
2	2100-2500	897	66, 329, 430, 772	0,10
3	2100-2500	49	80, 99, 324, 894	0,13

Tabla 3 – Análisis de frecuencias del litófono C.

Litófono C				
Puntos de Percusión Nº.	**F_R** Hz	**F_M** Hz	**F_N** Hz	**Duración** Seg.
1	5200-5900	927	690, 1613, 1926, 2551	0,21
2	5200-5900	690	92, 928, 1440, 1929	0,42
3	5200-5900	690	76, 129, 951, 1410	0,24

Tabla 4 – Análisis de frecuencias del litófono D.

Litófono D				
Puntos de Percusión Nº.	**F_R** Hz	**F_M** Hz	**F_N** Hz	**Duración** Seg.
1	4000-5000	1690	22, 27, 2803 3123	0,11
2	4000-5000	38	445, 1007, 1372, 2203	0,21
3	4000-5000	1008	40, 52, 1691, 1691	0,25
4	4000-5000	20	1007, 1372, 1690, 1780	0,18
5	4000-5000	1500	819,1690, 1780, 2204	0,09

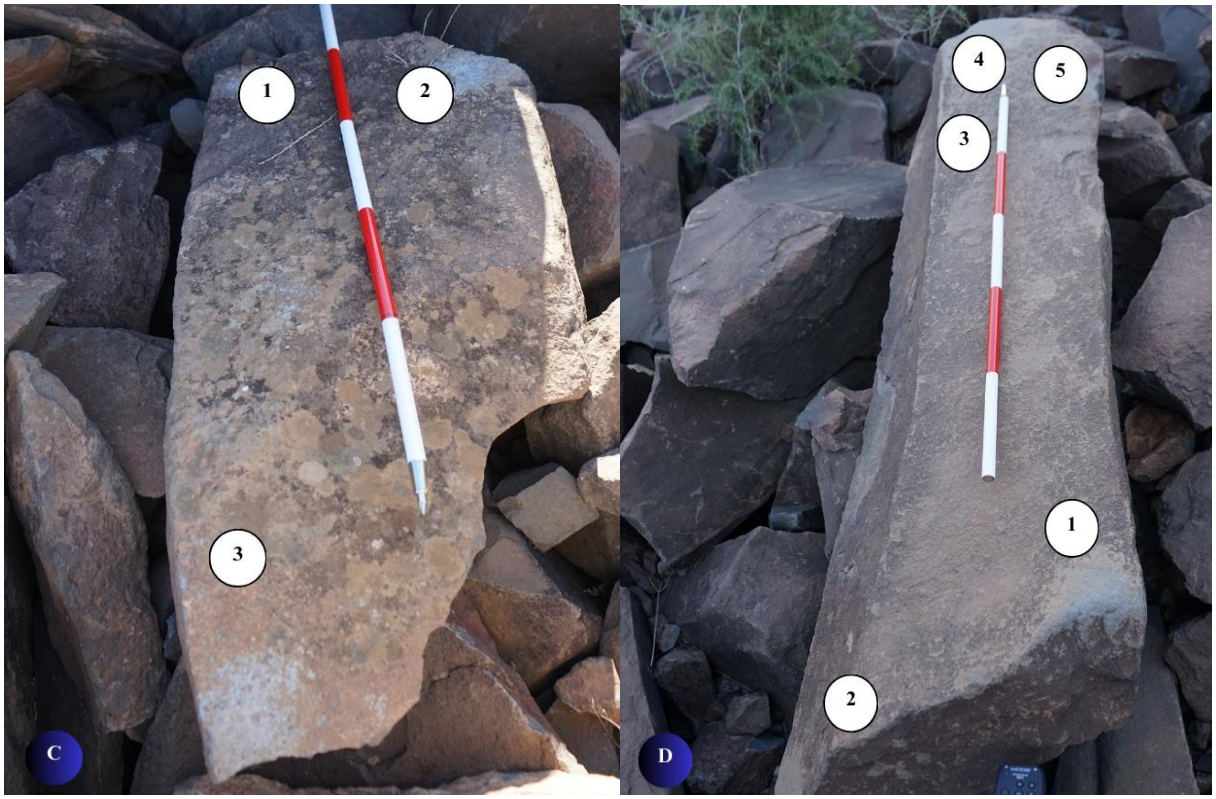


Figura 6 – C) Vista en detalle de los puntos de precusión del litófono C. D) Vista en detalle de los puntos de percusión del litófono D. Elaboración propia.

5.2.5 Litófono E

Este es el primer litófono estudiado del segundo complejo. Este presentó menor número de instrumentos de gran tamaño. Sin embargo, el litófono más grande del lugar se halló en la cima (litófono F). Este litófono E se asemeja en forma y tamaño, aunque algo inferior, al litófono C, descrito anteriormente. Se localiza en la cara este del segundo complejo y cuenta con 3 puntos de percusión (ver Figura 7). Sus dimensiones son aproximadamente de 1,2 metros de largo y 40 centímetros de ancho, su grosor oscila alrededor de 10 centímetros. Su sonido es muy peculiar ya que es uno de los litófonos con mayor proyección sonora de todo el enclave, su tesitura es media (ver Tabla 5).

5.2.6 Litófono F

Este es el último litófono estudiado del segundo complejo, este instrumento es el más grande del enclave y uno de los más interesantes ya que podía ser usado por más de 5 personas de manera cómoda. Cuenta con diferentes grabados y, aunque de sensación de que sus piedras se hayan colocado de manera intencionada, es una formación completamente natural. Este instrumento está formado por rocas de distinto tamaño y forma, lo cual le da posibilidades sonoras muy diversas al contrario que los anteriores (ver Tabla 6). En este lugar se encontraron percutores posiblemente utilizados en el pasado, debido a sus marcas de desgaste y adaptados a la forma de la mano (ver Figura 7). Estos percutores se utilizaron para la grabación de sus sonidos. Con aproximadamente 2,5 metros de altura y 4 metros de ancho en su base, cuenta con 12 puntos de percusión y está orientado al este.

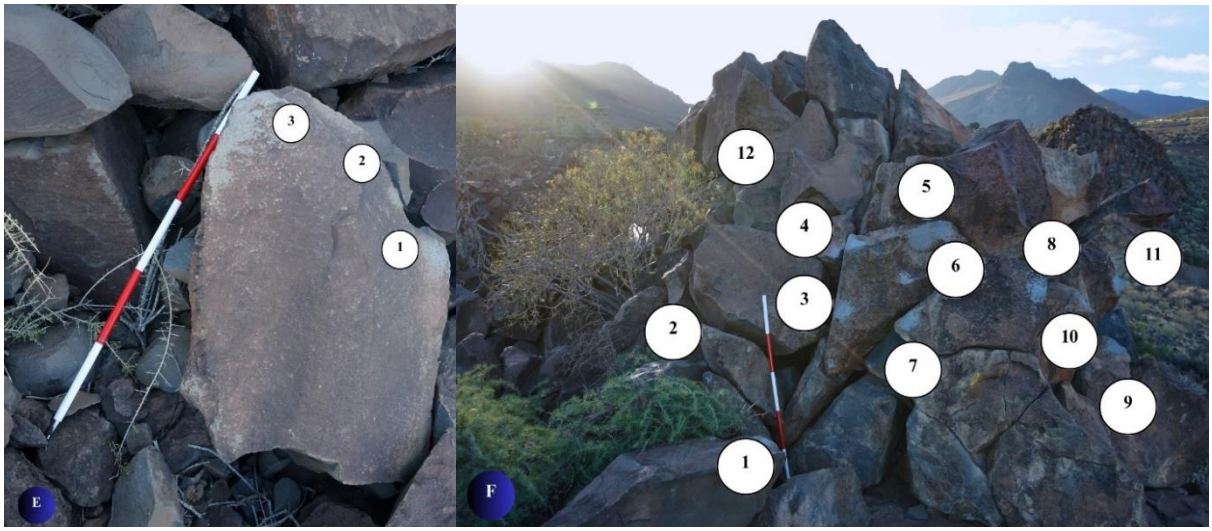


Figura 7 – E) Vista en detalle de los puntos de percusión del litófono E. F) Vista en detalle de los puntos de percusión del litófono F. Elaboración propia.

Tabla 5 – Análisis de frecuencias del litófono E.

Litófono E				
Puntos de Percusión Nº.	**F_R** Hz	**F_M** Hz	**F_N** Hz	**Duración** Seg.
1	4000-5000	2389	51, 133, 1219, 2809	0,17
2	4000-5000	30	50, 101, 1221, 1661	0,21
3	4000-5000	26	49, 128, 1216, 1659	0,16

Tabla 6 – Análisis de frecuencias del litófono F.

Litófono F				
Puntos de Percusión Nº.	**F_R** Hz	**F_M** Hz	**F_N** Hz	**Duración** Seg.
1	6500-7000	1732	97, 178, 1371, 2632	0,11
2	8500-9000	2541	113, 149, 230, 5114	0,17
3	8000-8500	192	153, 356, 1658, 2395	0,09
4	13000-13700	238	154, 356, 2312, 3585	0,07
5	9000-9500	2485	430,1660, 2307, 3284	0,13
6	9000-9500	335	147, 223, 1503, 2464	0,08
7	9000-9500	2384	234, 355, 502, 640	0,09
8	9000-9500	2382	157, 370, 634, 2172	0,18
9	10000-11000	141	330, 523, 3017, 3637	0,06
10	10000-11000	2262	193, 589, 831,1501	0,05
11	7000-7500	2754	253, 539, 1507, 3146	0,10
12	4500-5000	2732	48, 88, 107, 266	0,20

6 Discusión

Los resultados obtenidos en este trabajo nos informan de los armónicos emitidos y también de la duración del sonido. Estos vienen dados por la forma, composición y puntos de apoyo de la roca. En un primer momento, se defendía que el volumen de la roca daba la tesitura del sonido emitido. Sin embargo, los litófonos C y E cuentan con formas similares pero sus sonidos emitidos son completamente diferentes a lo esperado, ya que el litófono C, es algo mayor al E, da como resultado frecuencias mayores a los puntos 2 y 3 del litófono E. Por tanto, el sonido es mucho más grave en algunos puntos del litófono E en comparación con el C. Esto es debido a los puntos de apoyo, los cuales son necesarios para que se emita el sonido y no se apague.

El litófono A es el que cuenta con los puntos más graves y a la vez con mayor duración en el tiempo. El más agudo y con mayor diversidad de sonidos es el litófono F. Este también cuenta con las rocas menos sonoras y más secas del enclave. Desconocemos si cada litófono contaba con un uso determinado o se usaban de manera indiferente. Es decir, que unos estuvieran relacionados con actos de culto y otros fines comunicativos, o casos similares. No obstante, en el trabajo de campo se apreció que las marcas de percusión de todos los litófonos son muy similares, por lo que su uso fue muy similar en el tiempo. Además, todos los litófonos se encuentran a escasos metros, por lo que se presupone que se usarían todos a la vez de manera indiscriminada.

El uso de cada uno de estos instrumentos se producía por parte de, al menos, dos personas, ya que resultaría en la práctica muy dificultoso que una sola persona accediera a todos los puntos de percusión sin desplazarse, incluso en los litófonos más pequeños. En el caso del litófono F sería probable un número más elevado de personas, aproximadamente 5-7 personas. Debido a su tamaño, estas personas pueden colocarse de manera cómoda y acceder a todos los puntos de percusión.

En el primer complejo, cerca de cada instrumento, es posible apreciar grabados (dameros, escrituras líbico-bereber, líbico-latinas y diferentes símbolos), pequeñas construcciones (apilamientos de piedra y muros) y oquedades antrópicas. A pesar de ello, no se puede definir el probable uso del enclave, debido a que no disponemos de ningún dato de su origen. ¿Se usaba todo el año o solo en épocas concretas? ¿Fines de comunicación, musicales, rituales o de culto? Aún se desconoce.

Respecto a la interválica es posible mencionar que existen algunos intervalos melódicos compuestos y simples que se repiten en todo el enclave. Estos son: la 2ª, 3ª tanto mayor como menor para ambos casos, y la 4ª justa. Como las rocas no han sido modificadas para la afinación (ya que no se refleja ninguna rotura en las rocas) presuponemos que son sus sonidos naturales. Sería necesario continuar la investigación en otros enclaves de similar tamaño para verificar que existe una interválica similar.

En cuanto a la duración del sonido, el número de puntos de percusión con piedras sonoras es de 19 con más de 0,17 segundos. En el caso contrario, las piedras poco sonoras y con sonido seco de duración inferior a 0,17 segundos cuenta con un número total de 17 puntos, la mayoría de estos en el litófono F.

7 Conclusiones

Debido a la falta de investigaciones en este lugar, este trabajo resulta innovador y original, ya que describe por primera vez este enclave además de poner en valor sus dimensiones y concentración de litófonos. La descripción de este enclave es indispensable para comprender el resto de los yacimientos litofónicos de la isla de Gran Canaria y el archipiélago canario. Durante este trabajo se han descrito 2

de los 4 complejos de los que está formado el enclave. Se han estudiado las frecuencias de 6 litófonos, lo que conforma el litófono A como el instrumento más grave y con mayor duración de sonido del enclave. Por otra parte, se observó que el litófono F es el que cuenta con mayor posibilidad tímbrica y con las rocas menos sonoras.

Se ha encontrado relación entre los puntos de apoyo y su tesitura, como se describió en la comparación sonora de los litófonos C y E. En un primer momento, se estimó que su tesitura dependía del volumen de la roca y su composición. Pero los puntos de apoyo son otro factor a tener en cuenta para la tesitura, debido a que pueden modificar considerablemente su afinación dependiendo de su colocación apagando ciertas frecuencias.

Por otra parte, se han descrito las diferentes tipologías de los instrumentos estudiados. Todos ellos se encuentran entre los tipos A y B. Sin embargo, es preciso mencionar que en el resto de los complejos existen litófonos de otros tipos, pero debido a su pequeño tamaño y marcas de percusión menos destacadas se decidió no realizar su análisis en esta investigación. Para tomar esta decisión se consideró el volumen de trabajo en esta primera aproximación. Aún así, se muestrearon todos los litófonos del enclave, para próximos estudios.

Este emplazamiento fue sin lugar a duda un enclave de interés para los antiguos canarios debido a las manifestaciones artísticas e ingenieriles que existen en la cercanía. Sin embargo, no podemos concluir cómo era la utilización de estos litófonos. Tampoco podemos conocer su música, ya que no existe grafía alguna, ni mayor indicio que estos litófonos. Desconocemos si percutían rítmica o arrítmicamente, pero sí hemos podido describir la interválica que podría haberse utilizado y que daba como resultado el desarrollo y obtención de melodías solistas o de acompañamiento, a sus cantos o danzas.

Referencias

[1] Álvarez Martínez, R & Siemens Hernández, L. (1985-1987). La utilización litofónica de grandes rocas naturales por los habitantes prehistóricos de las Islas Canarias. *Tabona*, Vol. (6), Universidad de La Laguna, pp. 285-289.

[2] Fagg, B. (1956). The discovery of multiple rock gongs in Nigeria. *African Music: Journal of the International Library of African Music*, Vol. (1) Nº3, pp. 6–9.

[3] Álvarez Martínez. R & Siemens Hernández, L. (2005*). La música en la sociedad canaria a través de la historia, I – Desde el período aborigen hasta 1600*, El Museo Canario y Cosimte, Madrid.

[4] Tejera Gaspar, A. & al. (1985-1987). Los litófonos prehistóricos de Lanzarote y Tenerife: Estudio arqueológico. *Tabona,* Vol (6), Universidad de La Laguna, pp. 279-284.

[5] González Ortega, M. (1992). Hallazgos sobre la utilización litofónica de rocas naturales en Fuerteventura. *El Museo Canario,* Vol. (49), pp. 225-237.

[6] Rodríguez Fleitas, A. (1999). Hallazgo de un litófono en Gran Canaria. *El Museo Canario*, Vol. (54), pp. 23-31.

[7] García Miranda, F.J. (2011). *Los Litófonos de Tenerife,* Ediciones Aguere e Idea, Santa Cruz de Tenerife.

[8] Ulbrich, H-J. (2003). Frequenzanalyse eines Lithophons auf Lanzarote (Kanariche Inslen). *Almogaren*, Vol. (34). Institutum Canarium, pp. 25-36.

[9] Rodríguez Rubio, A.J. (2023). Análisis acústico del litófono de la «La Campana» del Lomo Magullo, Telde (este de Gran Canaria). *DogArtes*. https://dogartes.es/project/analisis-acustico-del-litofono-de-la-campana-del-lomo-magullo-telde-este-de-gran-canaria/

[10] Carracedo, J.C & Troll, V.R. (2016*). The Geology of Gran Canaria. In "The Geology of the Canary Islands"*, ELSEVIER.

[11] Perera Betancor, M.A. & Belmonte Avilés, J.A. (2021). *Las Escrituras del Pueblo Majo. Claves para el poblamiento de Canarias*, LeCanarien ediciones, Santa Cruz de Tenerife.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

RECUPERAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DO ÓRGÃO DA IGREJA DE SANTA CLARA

Luís Ventura[1], Pedro Santos[1], Rui Ribeiro[1]

[1]Escola Superior de Música e Artes do Espetáculo - Portugal
{4190023@esmae.ipp.pt}

Resumo
O objetivo deste trabalho é identificar e estabelecer as pontes entre as diferentes áreas científicas e artísticas que integram o restauro do órgão da Igreja de Santa Clara, a caracterização acústica do espaço e a sua gravação para arquivo.
A identificação e qualificação, das principais características históricas da organaría Ibérica, da Igreja de Santa Clara e do seu órgão basearam-se numa revisão bibliográfica extensa e dedicada. A caracterização acústica do instrumento e do espaço envolvente foi obtida por meio de testes acústicos realizados para determinação de parâmetros objetivos, como o Tempo de Reverberação e a Inteligibilidade da Palavra. A gravação sistemática, e criteriosa de todas as notas produzidas pelos vários registos do instrumento permitiu a sua exata descrição sonora no presente, e constitui material essencial para a futura criação e programação de um instrumento virtual.

Palavras-chave: Acústica, análise espectral, igreja, órgão Ibérico, organaria.

Abstract
This project aims to translationally study the organ of the Santa Clara's church in Porto (Portugal): from its restoration to the acoustic characterization of the organ and its environment and, ultimately, its sound recording and archive to integrate a sound library. The identification and classification of the main historical characteristics of the Iberian Organ Building, Santa Clara's Church and its organ were based on focused literature review. The acoustic characterization of the instrument and the space around it were obtained by acoustic tests carried out to determine objective parameters, such as Reverberation Time and Speech Transmission Index. The recording of all the notes produced by the various organ's stops were systematic and judicious allowing the exact sound description of the instrument in the present and support essential material to the future creation and programming of a virtual instrument.

Keywords: Acoustics, church, Iberian organ, organ building, sampling and spectral analysis.

PACS no. 43.75.Np, 43.55.Fw

1 Introdução

O património organístico português, pela sua relevância e qualidade, merece ser afirmado num contexto que ultrapasse os limites geográficos do país, no entanto, há ainda um caminho percorrer para o seu reconhecimento.
No caso particular da cidade do Porto, o início do último ciclo de sensibilização para a importância do órgão aconteceu durante a instalação do grande órgão da Sé do Porto em 1985. Este órgão foi construído pela firma Alemã do organeiro George Jann, que 10 anos mais tarde construiu o grande órgão da Igreja da Lapa. Estes dois projetos envolveram várias instituições e promoveram o entusiasmo pela formação, culminando na criação de várias escolas de organaria em Portugal e de uma Oficina e Escola de organaria. Sucederam-se instalações de órgãos novos e a recuperação e restauro de alguns dos mais importantes exemplares da organaria Ibérica dos Sec. XVII, XVIII e XIX: os órgãos da Igreja de São Francisco, São Lourenço, Mosteiro de São Bento da Vitória, Mosteiro de Grijó, Santo Ildefonso e Clérigos, entre outros.
O percurso de divulgação da sonoridade dos instrumentos não se esgota na sua apresentação pública em concertos e no seu uso durante a liturgia. A sua divulgação e constituição de arquivo, para memória futura, passa pela digitalização da sua ‘’assinatura sonora’’.
À semelhança do que aconteceu com outros órgãos históricos no mundo, a necessidade de democratização da sonoridade do instrumento levou à criação de instrumentos virtuais. Um dos muitos casos de sucesso no desenvolvimento de instrumentos virtuais é empresa americana *Milan Digital Audio*, detentora da *Hauptwerk* (*Virtual Instruments*).
A exploração das potencialidades do órgão como instrumento multi-tímbrico, quer pela sua dimensão física, quer pela experiência sonora inseparável de um contexto acústico imersivo, tornam este trabalho mais estimulante no que se refere à captação para *sampling* (desenvolvimento de uma biblioteca de sons para criação de instrumentos virtuais).
O conhecimento organológico do instrumento, adquirido pela proximidade ao processo de restauro e ao modo de produção sonora dos tubos, não sendo condição obrigatória, favorece a organização das metodologias para o desenvolvimento do presente projeto que, de forma translacional, integra as componentes práticas do restauro e caracterização do órgão da Igreja de Sta. Clara, o estudo acústico do espaço envolvente e a organização da biblioteca de sons para criação do instrumento virtual. Esta abordagem limita a profundidade da descrição de cada uma delas, mas favorece o conhecimento integrado do todo.

2 A Igreja de Santa Clara

2.1 Descrição geral e enquadramento histórico

A Igreja de Santa Clara, construída no Sec. XV, integra o edificado do antigo convento da ordem das Clarissas e foi classificada como Monumento Nacional por Decreto de 16 de junho de 1910. Está situada no Centro Histórico do Porto, classificado pela UNESCO como Património Mundial desde 1996, mais precisamente no Largo Primeiro de Dezembro, na união de freguesias de Cedofeita, Santo Ildefonso, Sé, Miragaia, São Nicolau e Vitória, junto à muralha Fernandina. Tem sofrido, desde a sua construção intervenções estruturais e estéticas que foram de encontro às tendências da época. O monumento, de estrutura arquitetónica religiosa gótica, renascentista e barroca, é um dos exemplares mais exuberantes do período barroco joanino em Portugal. A igreja desenvolve-se em planta longitudinal composta por nave única, capela Mor e Coro-alto em eixo, com o portal principal na parede do lado norte. Na nave da igreja existem 8 altares com retábulos em talha barroca dourada, 3 do lado do evangelho e 5 do lado da epístola. O teto é de igual forma revestido por talha barroca dourada e pintada, formando abobada de

arestas. A capela-Mor revestida a talha dourada tem fenestração simétrica e uma tela de grandes dimensões com a última ceia na parte posterior do altar-Mor.
A ação de conservação e restauro do instrumento e do edificado foi promovida e coordenada pela Direção Regional de Cultura do Norte. As intervenções estruturais e arquitetónicas que a igreja sofreu ao longo dos tempos transformaram progressivamente o comportamento acústico do espaço onde se insere o instrumento e não seria razoável fazer uma caracterização do instrumento separada do seu contexto histórico e acústico.
Apesar de escassear a documentação acerca da condição inicial do edificado, no que se refere às características interiores da igreja, é aceitável conceber a ideia de um espaço constituído maioritariamente por pedra, eventualmente com uma cobertura em madeira e de volumetria substancialmente maior, aproximadamente 200m^3, considerando o volume do intradorso dos arcos, agora preenchido pelos retábulos em talha barroca.
A intervenção estética e estrutural levada a cabo no período Barroco (1730-1732), alterou consideravelmente o comportamento acústico da igreja, considerando as diferenças significativas entre os coeficientes de absorção sonora dos retábulos em talha barroca dourada [3] e os coeficientes de absorção sonora da pedra e ou azulejos, existentes na condição anterior do edifício.
Quer a volumetria interior da nave da igreja, quer os revestimentos em talha dourada conferem-lhe características acústicas muito particulares, condicionando desta forma a sonoridade do grande órgão que é em parte uma característica intrínseca do instrumento modelada pela resposta acústica do espaço envolvente.

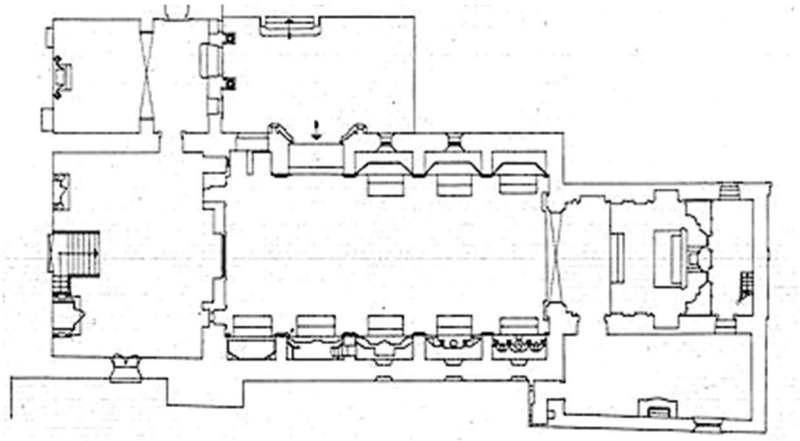


Figura 1 Planta de Igreja de Santa Clara.

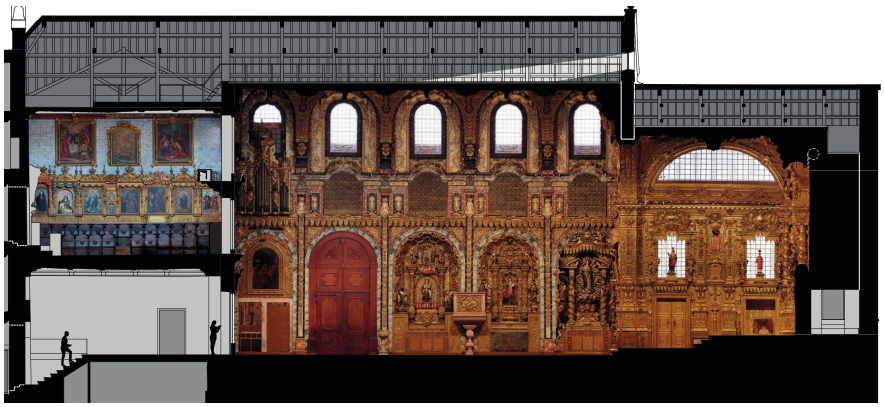


Figura 2 – Corte longitudinal da Igreja de Santa Clara (vista Lado do Evangelho).

2.2 Descrição arquitetónica

As tabelas seguintes apresentam os dados arquitetónicos da igreja obtidos a partir das plantas e cortes. As dimensões e volumetria do coro-alto, são apresentadas nas tabelas, apesar de não terem sido consideradas para efeito de cálculo dos tempos de reverberação, por este se encontrar fisicamente separado da nave da igreja, por vãos gradeados com portadas de madeira e vãos envidraçados.
A igreja de Santa Clara dispõe de 120 lugares sentados.

Tabela 1- Dimensões lineares da Igreja de Santa Clara em metros.

Dimensões Lineares	**Valor (m)**
Largura da Nave	9,5
Largura da Capela Mor	5,5
Comprimento máximo	27,5
Comprimento da Nave	18,5
Altura Máxima	13,0
Altura da Nave	12,0
Altura da Capela-Mor	9,5
Pé direito do Coro-Alto	7
Largura do Coro-Alto	9,5
Comprimento do Coro-Alto	9,5
Comprimento da Nave	18,5
Altura Máxima	13,0
Altura da Nave	12,0

Tabela 2 – Áreas de superfície da Igreja de Santa Clara em metros quadrados.

Áreas	**Valor (m^2)**
Piso do Coro-Alto	62
Piso Nave da Igreja	176
Piso Capela-Mor	50
Retábulo em Talha Dourada	992
Portas e portadas	54
Vãos envidraçados	69

Tabela 3 – Volumetrias da Igreja de Santa Clara em metros cúbicos.

Volumetrias	**Valor (m^3)**
Capela-Mor	470
Coro-Alto	632
Nave da Igreja	2109
Varanda (lado Evangelho)	50

2.3 Caracterização acústica

2.3.1 Parâmetros subjetivos

A avaliação acústica de um espaço pode ser subjetiva, e estar relacionada com a perceção sensorial de um determinado ouvinte. Este tipo de caracterização pode ter importância por refletir de forma sensível e pessoal uma dada condição/parâmetro físico. A dificuldade de aplicação deste modelo está associada em parte à limitação semântica na descrição de fenómenos acústicos e à dependência direta de opiniões pessoais.
O recurso a *softwares* e modelos de simulação acústica é uma prática comum, embora com graus de incerteza distintos dependendo diretamente da quantidade e qualidade de parâmetros inseridos nas suas bases de dados (dimensões, geometria, materiais de revestimento, etc...). Estes parâmetros acústicos relacionam-se entre si e possuem dependência direta dos fatores arquitetónicos e da envolvente exterior.

Tabela 4 – Parâmetros acústicos subjetivos para a Igreja de Santa Clara. Adaptado de (Lopes da Silva, 2008)

Parâmetro acústico subjetivo	Valor
Envolvimento	3,8
Equilíbrio Tímbrico	6,6
Clareza	7,1
Direccionalidade	6,8
Reverberância	1,2
Intensidade do Som	4,7
Intimidade	6,5
Ecos	Sem Informação
Ruido de Fundo	Sem informação
Impressão geral	7,8
Palavras entendidas	(%) 99

2.3.2 Parâmetros objetivos

A Determinação do Tempo de Reverberação RT60 da Igreja de Sta. Clara foi realizado de acordo com as recomendações da Norma ISO 3382-1, relativa às medições de parâmetros acústicos em salas de espetáculos ou recintos performativos, entre os quais se encontram as igrejas. Foi utilizado para o efeito o método da fonte interrompida e leituras em bandas de 1/3 de oitava, dos 64Hz aos 10kHz. Os equipamentos utilizados para as medições acústicas foram disponibilizados gentilmente pelo Laboratório de Acústica da ESMAE, sob a orientação do Professor Gustavo Almeida:
Sonómetro NTI XL2 - N.º de série: A2A-15657-E0, FW4.33.
Microfone - NTi Audio M4261, N.º de série: 2264 (ajuste de fábrica);
Fonte Sonora Dodecaédrica Brüel & Kjäer;
Gerador de sinal NTi MR Pro.

Caraterísticas gerais dos equipamentos:
Sensibilidade do microfone: 14.6 mV/Pa;
Resolução das medições: 1/3 de oitava;
Largura de banda (Hz): 63 - 10000;
Gama dinâmica: 30 - 130 dB.

Foi realizada também a medição de resposta ao impulso (IR) da igreja, por varrimento de onda, para obtenção de descritores acústicos relevantes do espaço. Esta medição foi realizada com recurso ao

sistema IRIS 3D da *Marshall Day Acoustics*, com um gerador de sinal incorporado no programa, uma fonte sonora Dodecaédrica Brüel & Kjäer, e microfone tetraédrico.

A escolha da posição da fonte sonora teve em consideração a proveniência mais provável das fontes sonoras reais na igreja (ver Figura 3 abaixo):
Posição 1, ao centro da Capela Mor;
Posição 2, janela da galeria contígua ao órgão;
Posição 3, caixa do órgão.

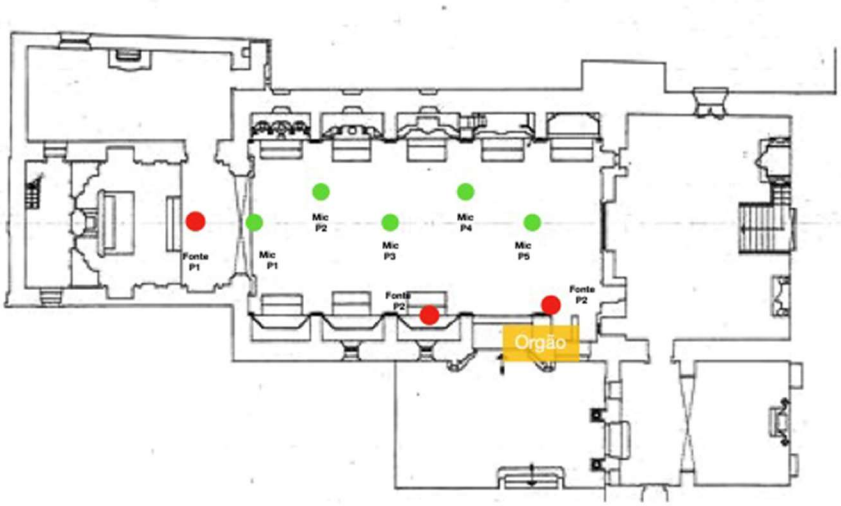


Figura 3 – Planta da Igreja de Santa Clara com a identificação da posição da fonte sonora e aparelho de medição.

Assumindo um plano de simetria da nave da igreja foram realizadas medições na região central e num dos planos. Foram realizados dois ensaios em dias diferentes para determinar as condições acústicas da igreja. O primeiro a 12 de Março de 2021, antes da instalação do órgão. O segundo a 22 de junho de 2021 com a nave da igreja ocupada parcialmente por bancos corridos e com o órgão instalado. Nas duas situações não foi considerada a continuidade espacial do Coro-Alto por se encontrarem fechadas as portadas de madeira que o separam da nave da igreja. Durante a realização dos ensaios estiveram presentes 5 pessoas na igreja. Durante o primeiro ensaio, encontravam-se no interior da nave da igreja algumas peças de altares de pequena volumetria e um andaime de alumínio com 4 secções, montado ao centro da nave. Os valores da humidade relativa e temperatura registados na igreja, foram respetivamente 60% e 20ºC. Nas tabelas seguintes estão apresentados os valores de Tempo de Reverberação dos dois ensaios acústicos.

Tabela 5 – Tempo de reverberação da Igreja de Santa Clara (medição 12 março 2021).

Banda (Hz)	**Fonte**	**125**	**250**	**500**	**1 k**	**2k**	**4k**	**8k**
RT60 T20 (s)	Posição 1	1,0	1,1	1,5	1,8	1,5	1,3	0,9
	Posição 2	1,0	1,1	1,5	1,6	1,5	1,3	0,9
	Posição 3	1,2	1.2	1,5	1,6	1,5	1,3	0,9

Tabela 6 – Tempo de Reverberação (medição 22 de junho de 2021).

Banda (Hz)	**Fonte**	**125**	**250**	**500**	**1 k**	**2k**	**4k**	**8k**
RT60 T20 (s)	Posição 1	1,3	1,2	1,4	1,6	1,4	1,3	1.1
	Posição 2	1,3	1,2	1,6	1,6	1,5	1,3	1,2

Existem diferenças significativas entre a primeira medição a 12 de março e a segunda a 22 de junho para as bandas de frequência de 125 Hz e 8KHz. Para o primeiro caso (125Hz), a diferença ronda os 20% e está provavelmente relacionada com os níveis mais elevados de ruído de fundo nas baixas frequências (p. ex. obras de construção civil no edificado do mosteiro ou do metro, tráfego automóvel, etc.) que impede a medição do decaimento do sinal, tendo em conta a maior dificuldade na reprodução de baixas frequências pela fonte sonora. Para o segundo caso (8KHz), a diferença nos valores obtidos ronda os 18% e pode ser justificada pela ocupação do pavimento com os bancos da igreja o que incrementa a dispersão do sinal nas altas frequências. A comparação dos valores entre as duas medições ficou ligeiramente comprometida porque as condições de medição não são exatamente iguais, tendo em conta a remoção do andaime e das pequenas peças de retábulos em talha barroca do piso da nave, do primeiro ensaio acústico para o segundo. A interferência do órgão no tempo de reverberação da igreja pode ser desprezada, considerando a sua área superficial da fachada comparativamente com a área superficial total da nave, e tendo em conta a existência dos tubos da fachada nas duas condições de medição.

Tabela 7 – Descritores acústicos (medição 12 de março de 2021)

Banda (Hz)	**63**	**125**	**250**	**500**	**1k**	**2k**	**4k**	**8k**
Decay Range (dB)	50	67	77	82	83	85	81	73
T20 (s)	1,03	1,12	1,24	1,52	1,63	1,50	1,31	0,90
T30 (s)	1,06	1,07	1,22	1,53	1,63	1,52	1,3	0,90
ETD (s)	1,16	1,02	1,23	1,61	1,73	1,54	1,34	0,94
C80	4	5	2	0	0	1	1	4
D50	0,93	0,63	0,42	0,34	0,35	0,36	0,41	0,57
TS (ms)	105	86	100	122	121	110	94	67
STI Male	0,51							
STI Female	0,51							

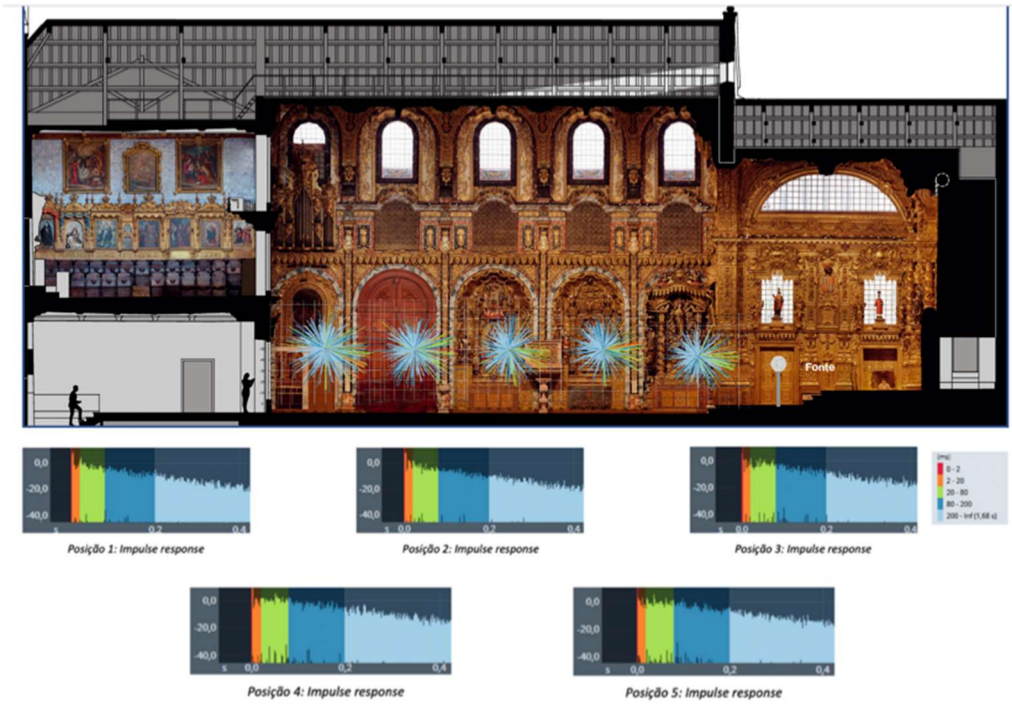


Figura 4 – Corte da nave da Igreja com imagem IRIS 2D.



Figura 5 – Planta da nave da Igreja com imagem IRIS 2D.

As figuras anteriores, 4 e 5, apresentam os resultados gráficos 2D com os vetores de intensidade e tempos de chegada do sinal, inseridos no corte e planta da igreja, para as diferentes posições de medição. Os sinais captados da resposta ao impulso, são apresentados graficamente na forma esférica com a representação dos vetores de intensidade e tempo de chegada do sinal direto e refletido.



Figura 6 – Gráfico das medições do tempo de reverberação em 1/3 de oitava T30.

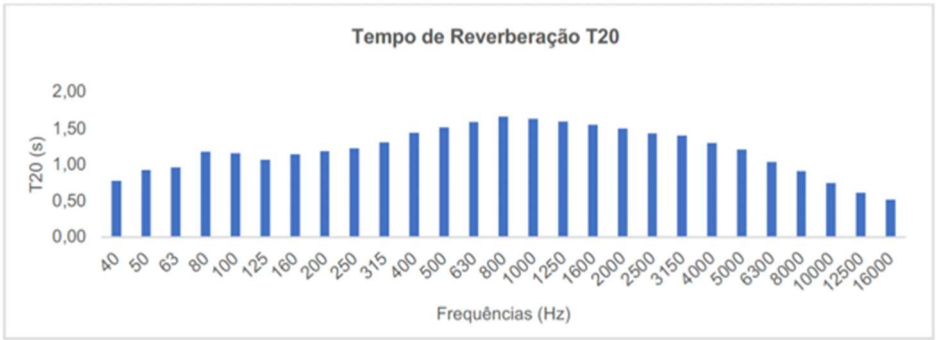


Figura 7 – Gráfico das medições do tempo de reverberação em 1/3 de oitava T20.

A aparente diferença de nível sonoro das várias notas dentro do mesmo registo, durante o processo de intonação do instrumento, pode ficar a dever-se às diferenças do Tempo de Reverberação. Se as diferenças do RT_{60} para as diferentes frequências medidas em 1/3 de oitava forem muito significativas,

pode ter-se a sensação de desequilíbrio de nível sonoro entre as diferentes notas do instrumento. Este problema pode ser corrigido na fonte, reduzindo a intensidade sonora do tubo/tubos em questão. Este procedimento é comum durante o processo de intonação e consiste na redução do fluxo de ar no tubo, reduzindo o diâmetro do pé do tubo. Nos tubos de metal o procedimento consiste na compressão do material do pé do tubo com um cone afinador reduzindo o orifício e no caso dos tubos de madeira colocando tacos de madeira no pé do tubo ou com um regulador de entrada no soquete onde assenta o pé do tubo. Nos tubos de madeira de construção recente é possível incorporar parafusos de regulação. No caso da intonação do órgão da Igreja de Santa Clara não foi necessária essa intervenção. A partir da figura anterior é possível verificar uma ligeira diferença na região dos 80 Hz (aproximadamente Mi1 Flautado de 12) comparativamente com a vizinhança. De acordo com alguns autores a sensibilidade para perceber diferenças nos tempos de reverberação é relativamente boa. Para a gama de frequência compreendida entre os 1Khz e os 3 KHz essa sensibilidade pode detetar diferenças de até 5% nos tempos de reverberação. (L., Muller, & J., 2016)
A existência de uma variabilidade reduzida entre valores dos Tempos de Reverberação, quando comparados com os valores adjacentes, (exceção a 80Hz) ao longo do espectro em frequência, traduz-se num bom equilíbrio tímbrico do espaço.

3 Órgão Ibérico

O Órgão Ibérico genericamente designado por Barroco, poderá ser entendido como uma entidade sonora e funcional distinta de outras e não apenas uma condição estética e geográfica. Apesar de ser na Península Ibérica que se desenvolveu plenamente, pelo trabalho dos construtores da época, e onde se encontra a quase totalidade dos instrumentos existentes, é possível encontrar instrumentos com características idênticas na América do Sul e Ásia, consequência da relação histórica e geopolítica com países desses continentes. Durante os Sec. XVII e XVIII, a organaria na Península Ibérica desenvolveu-se de forma homogénea, pela relativa liberdade de circulação dos construtores em permanente contacto com a obra dos seus pares. A organaría Ibérica é sobretudo fruto do contributo de diferentes escolas de organaria da europa, que estabeleceram pontes, adaptando-se às circunstâncias e necessidades locais. Algumas das soluções técnicas tomadas, como a ausência da totalidade das notas na primeira oitava, (oitava curta) e a existência de apenas um teclado manual são soluções condicionadas pela economia de recursos, que posteriormente são otimizadas, passando gradualmente a ser a assinatura deste tipo de organaria.
Os construtores que se fixaram em Portugal, provenientes do norte da Europa, influenciaram diretamente, através dos seus trabalhos, a forma de construir e pensar as funcionalidades do instrumento. São a marca dessa "globalização" fora do tempo, a presença de organeiros como Miguel Hensberg, natural de Bruxelas, que viveu no Porto entre 1685 e 1700 e construiu entre outros um órgão para o Mosteiro de Santa Cruz em Coimbra, Johann Heinrich Hullenkampf, discípulo de Arp Schnitger que se estabeleceu em Lisboa no início do Séc. XVIII, e construiu vários exemplares de elevada qualidade estética e técnica, como o órgão da Igreja de São Francisco em Lisboa em 1711, do Convento do Carmo em 1721, e o órgão da Sé de Faro.
Relativamente às técnicas construtivas e características dos instrumentos, os someiros e os teclados construídos na primeira metade do Sec. XVIII dispunham geralmente de oitava curta, a primeira oitava da mão esquerda não possuía os primeiros 4 acidentes (Dó#, Ré#, Fá# e Sol#), poupando desta forma muito material na construção de tubos e reduzindo os custos do instrumento. A extensão dos teclados estava compreendida entre Dó1 e Ré5 e após este período a extensão do teclado é aumenta até Fá5, passando no final do Sec. XVIII a ter a primeira oitava completa e um teclado com 54 notas. Os Órgãos Ibéricos possuem apenas um manual, existindo algumas raras exceções de instrumentos com dois manuais, correspondendo sempre o manual de cima ao grande órgão e o manual de baixo a um expressivo ou caixa de ecos. Esta forma de organização dos teclados, diferente do resto da Europa,

prende-se com questões funcionais da transmissão mecânica das notas. O teclado manual está dividido em duas partes, mão esquerda e mão direita, possuindo registações diferentes para cada uma delas. A mão esquerda está compreendida entre o Dó1 e Dó3 (oitava completa) e a mão direita entre Dó#3 e Fá5. A nomenclatura dos registos vem comumente associado ao comprimento do tubo maior que gera a primeira nota e a unidade de medida utilizada é o palmo. Como exemplo, um tubo de 12 palmos tem correspondência ao de 8 pés. O Órgão Ibérico não possui pedaleira e tem habitualmente os tubos de palheta na fachada em plano horizontal - tubos em chamada.

3.1 Caracterização organológica e restauro do instrumento

O órgão como instrumento de teclas, da família dos aerofones produz som através da passagem do vento pelos tubos. Cada tubo é uma fonte sonora otimizada para produzir apenas uma nota com propriedades tímbricas e intensidade únicas. A sua complexidade mecânica e tímbrica, procura semelhança com uma grande orquestra. Os diferentes registos, são aproximações às texturas sonoras dos instrumentos de orquestra: madeiras e metais (as cordas surgem mais tarde no período Romântico e Neoclássico). Esta variedade é conseguida através da manipulação da forma geométrica dos tubos dos diferentes registos, dos materiais dos quais são construídos, das proporções dos diferentes elementos do corpo ressoador, das medidas da boca, e da forma de produção do som quer seja bisel ou palheta. O órgão em estudo possui um someiro e um teclado de 54 notas, divididas entre Dó1 e Dó3 (oitava completa) para a mão esquerda e Dó#3 e Fá5 para a mão direita. Com esta divisão do teclado os registos são entendidos como meios registos o que permite ao organista poder optar por registações diferentes para a mão esquerda e mão direita.
A adaptação do instrumento ao espaço acústico em termos tímbricos e de pressão sonora, é efetuada na fase de desenho e construção. No processo de restauro a adaptação ao espaço apenas pode ser conseguida com a manipulação da pressão do ar nos foles e no processo de intonação, ajustando a forma de falar dos diferentes tubos de cada registo.

Mão Esquerda Dó1 - Dó3		Mão Direita Dó#3 - Fá5	
8'	Flautado de 12 palmos aberto	Flautado de 12 palmos aberto	8'
4'	Oitava Real	Flauta Travessa	8'
	Clarão 6 vozes	Oitava Real	4'
2 2/3'	Dozena	Pífano	4'
2'	Quinzena	Corneta Real 6 vozes	
	Vintedozena 5 vozes	Quinzena	2'
	Símbala 3 vozes	Vintedozena 6 vozes	
8'	Baixão (ressoador curto)	Símbala 3 vozes	
		Clarim (ressoador longo)	8'

Figura 8 – Composição do órgão da Igreja de Santa Clara

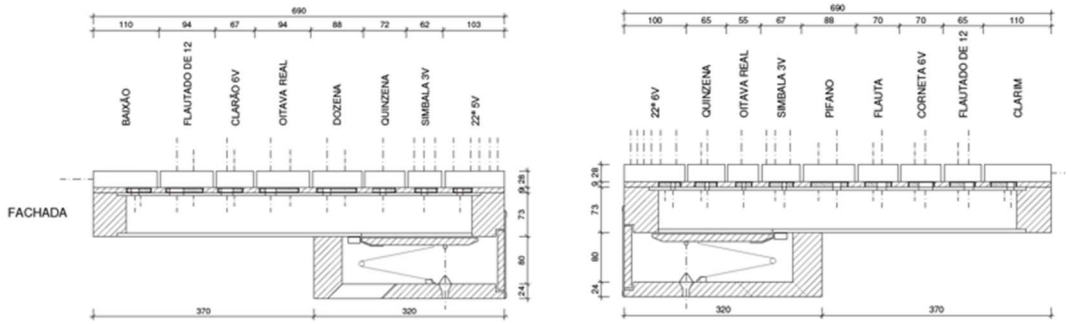


Figura 9 – Distribuição dos registos no someiro, mão esquerda e mão direita

3.2 Caracterização acústica do instrumento

No caso dos órgãos em particular, e dos instrumentos antigos de modo geral, os critérios da escolha da afinação são quase sempre critérios históricos de respeito pela integridade sonora da época de construção do instrumento.
Relativamente ao órgão da Igreja de Santa Clara, uma vez que a tubaria não se encontrava completa, e o órgão apresentava sinais claros de intervenções profundas, sofridas ao longo dos tempos, o critério para definir a afinação foi por comparação ao órgão positivo também designado de realejo que se encontrava no Coro-alto da Igreja de Santa Clara de igual período histórico. Definiu-se a afinação em Lá 415 Hz a 22,2ºC.

Flautado de 12 palmos aberto Mão Esquerda								
Nota	Corpo			Boca			Pé	Obs.
	Ø(mm)	Comp. (mm).	Perim. (mm)	Largura. (mm)	Prop^2.	Altura (mm)	Altura (mm)	
Dó1	171,0	2430	537,2	118,0	4,55	24,0	310	Tubo antigo
Sól1	115,5	1750	362,9	88,0	4,12	20,0	310	Tubo antigo
Dó2	88,5	1320	278,0	60,0	4,63	18,0	300	Tubo antigo
Sol2	66,0	830	207,3	44,0	4,71	12,5	270	Tubo antigo
Dó3	52,0	680	163,4	35.5	4,60	10,1	255	Tubo novo
Tubos de liga metálica 57% Estanho (Sn) + 42,75% Chumbo (Pb) + 0,25% Cobre (Cu)								

Figura 10 – Medidas da tubaria- flautado de 12 palmos aberto.

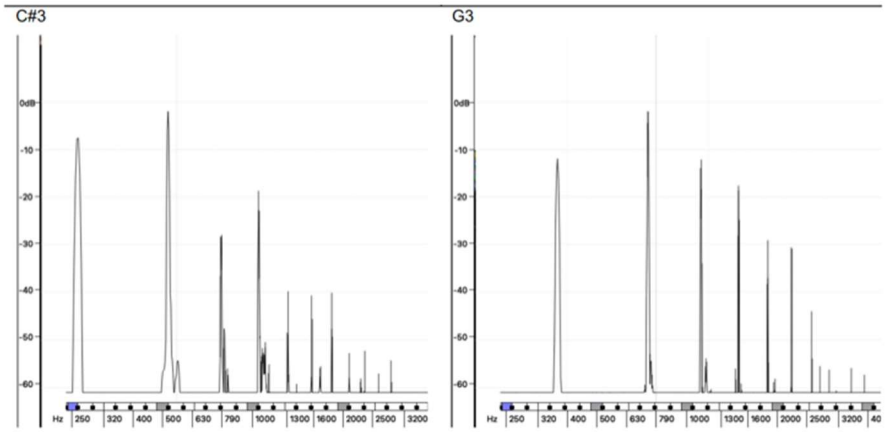


Figura 11 – Espetrograma das notas C#3 e G3 do registo Flautado de 12 da mão direita.

O temperamento escolhido para o instrumento foi o usado na época, apresentado no "Compêndio de Música Theorica e Prática", da autoria de Frei Domingos de S. José Varella, editado no Porto em 1806.

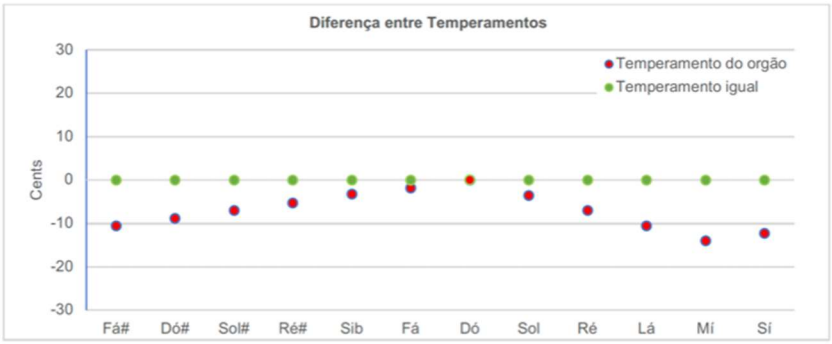


Figura 12 – Diferença de Temperamento em cent

4 Conclusões

A tentativa de abordagem integradora das diferentes temáticas do órgão e do espaço acústico, impediu o aprofundamento de alguns conceitos. A abordagem histórica simplificada à organaria ibérica possibilitou a identificação das características particulares desta. O órgão Ibérico com caráter barroco desenvolveu-se principalmente nos Séc. XVII e XVIII e distingue-se do Europeu por possuir apenas um teclado manual (salvo raras exceções) partido entre mão direita e mão esquerda, dispor os registos de palheta em chamada, na fachada ou frontaria, no plano horizontal e raramente possui registos de pedal. A organaria Ibérica e a portuguesa, especificamente, desenvolveu-se com o contributo de diferentes escolas da organaria europeia, facto evidenciado pela passagem e fixação em Portugal de organeiros como Caetano Oldovino e Hullenkampf, discípulo de Arp Schnitger, que adaptaram os seus conhecimentos às necessidades das igrejas, instrumentistas e compositores locais. O espaço acústico da Igreja de Santa Clara, como caixa de ressonância do órgão, foi caracterizado arquitetonicamente, através da determinação das suas dimensões físicas, e acusticamente pela medição dos parâmetros acústicos objetivos. Os métodos utilizados foram o da fonte interrompida para determinação do RT60 e varrimento de onda, com sistema IRIS 3D, para determinação dos restantes parâmetros acústicos e da resposta impulsiva. As medições foram realizadas em bandas de frequência de 1/3 de oitava, e os valores obtidos para a frequência central de 1000Hz foram os seguintes: Decay Range (83dB); T20 (1,6s); T30 (1,6s); ETD (1,73s); C80 (0); D50 (0,35); TS (121ms) e STI (0,51).
A utilização dos valores de T20 e T30 em bandas de 1/3 de oitava permitiu identificar uma diferença considerável nos Tempos de Reverberação na região dos 80Hz comparativamente com as regiões adjacentes. Esta diferença poderia influenciar a perceção do nível sonoro dos tubos com essa frequência nomeadamente o Mi1 do Flautado de 12 palmos, o que não se confirmou neste caso particular. O valor de RT60 médio obtido nas frequências centrais de 500Hz e 1000Hz foi de 1,5s e 1,6s.
O órgão possui um teclado manual com 17 meios registos e a base do instrumento é um Flautado de 12 palmos. O instrumento está afinado em Lá 415 a 22ºC e o temperamento usado foi apresentado por Frei Domingos de São José Varella no seu *Compêndio de Música Theorica e Prática*, publicado no Porto em 1806.

Referências

[1] Angster, J. &. (2017). Acoustics of Organ Pipes and Future Trends in the Research. Knowledge of the acoustics of organ pipes adopted in applied research for supporting organ builders. *Acoustics Today*.

[2] Carvalho, A. P. (1995). The Use of The Sabine and Eyring Reverberation Time Equations to Churches. *129th meeting of the Acoustical Society of America.* Washington DC.

[3] Carvalho, A. P., & Lencastre, M. (2002). Absorção Sonora de Retábulo em Talha Barroca. *Revista Estudos do Património - IPPAR*, 14-18.

[4] Disley, A. C., & Howard, D. M. (2004). Spectral correlates of timbral semantics relating to the pipe organ. *TMH-QPSR*, 025-040.

[5] Lopes da Silva, T. E. (2008). Guião da Acústica de Igrejas em Portugal. Porto: Faculdade de Engenharia do Porto.

[6] Valença, M. (1990). *A Arte Organística em Portugal (c. 1326 - 1750).* Braga: Editorial Franciscana.

[7] Neville H. Fletcher, T. D. (1998). *The Physics of Musical Instruments.* New York: Springer.

Tema 9

Ultrassons

Ultra- sonidos

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

INFLUENCE OF PARTICLE SHAPE AND VOLUME ON ACOUSTOPHORETIC COLLECTION IN MICROFLUIDIC CHIPS

Elena de los Reyes[1], Luis Díez[1], Alberto Pinto[1], Itziar González[1]

[1]Group RESULT, Institute of Physical Technologies and Information ITEFI, Consejo Superior de Investigaciones Científicas CSIC, Madrid, Spain
{iciar.gonzalez@csic.es, elena.delosreyes@csic.es}

Abstract

This abstract presents an experimental study of acoustophoretic particle collection in microfluidic devices with water-based suspensions containing particles with different volumes and shapes.
The objective of the study was to verify the ability to collect irregular particles present in liquid samples with ultrasound based on the acoustofluidic conditions established for similar samples but with spherical shapes.
In our experiments, both spherical polystyrene beads with 20 μm diameter and PLA broken particles with cutting edges and wide range of sizes (including submicron and micron-sized particles), were exposed to ultrasonic standing waves inside a microfluidic channel while flowing along it. The PLA particles were quite flat, with irregular polyhedral shapes, sharp edges and significant surface roughness. Different results of acoustophoretic collection have been found in our study for both types of particles at the same acoustic conditions. In particular, different hydro-acoustic conditions were found to optimally collect the particles in the acoustic pressure node established in the channel, according to their respective shapes and volumes. These results were repeatedly found at each acoustic frequency tested around to 2 MHz. This divergence of collection results evidences the need to develop new expressions to describe general 3D acoustic radiation forces on elements with irregular shapes, not defined until now.

Palabras-chave: lab-on-a-chip, microdluidics, ultrasounds, acustofluidics, microplastics.

PACS no. 43.20.Ks, 43.20.Px), 43.25.Gf, 43.25.Qp, 43.28.pY

1 Introduction

Nowadays, separation and sorting of particles are of particular interest for biological and medical applications. New on-chip technologies developed during the last decades have offered the potential to separate particles from flowing samples, feature to be implemented in micro-total analysis systems (TAS) or lab on-chip (LOC) [1–6]. The ability of ultrasounds for particle/cell manipulation has been theoretically analyzed since very long time ago [7–11]. Diverse attempts have been performed to use high frequency acoustic standing waves for particle separation, suspension enrichment or particle filtering in half-wavelength continuous flow resonators [12-15].

The performance of the lab-on-a-chip platform of this work is based on exploits physical properties of the particles in the liquid suspensions to perform acoustophoresis. It is governed by the mechanism of the radiation force acoustically induced to act on the particles. The well know expression for the radiation force acting on a particle much smaller than the acoustic wavelength in a 1D standing wave, is described by G´orkov as [7]:

$$FR_c = \frac{\pi P_0^2 V_c \beta_l}{2\lambda} \varphi(\rho_c, \beta_c, \rho_l, \beta_l) sin\left(\frac{4\pi x}{\lambda}\right) \quad (1)$$

Where V_c is the particle volume and $\varphi(\rho_c, \beta_c, \rho_l, \beta_l) = \frac{5\rho_c - 2\rho_l}{2\rho_c + \rho_l} - \frac{\beta_c}{\beta_l}$ the acoustic contrast factor, which defines the relationship between the densities and adiabatic compressibilities of both, cells and liquid phase ρ_C, β_C, ρ_l and β_l respectively. The distance from the particles to the node of pressure inside the channel is defined by "x". The sign of φ indicates the motion of the particles, either toward the nodes ($\varphi > 0$) or to the antinodes in the standing wave ($\varphi < 0$) respectively.

2 Methods and Materials

2.1 Experimental Setup

The device consists of a glass microfluidic chip actuated by an ultrasonic actuator attached underneath. Complex 3D acoustic pressure patterns are spatially established inside the central channel that vary with the frequency of the ultrasound actuation. It has one inlet and three outlets symmetrically placed (Figure 1.a) to collect separately the liquid and micron-sized particles enriched through the central outlet. The ultrasonic actuator is a piezoelectric ceramic with rectangular geometry and dimensions of 12.75 x 5,.22 x 1.03 mm^3. It is driven by an electrical signal supplied from an amplifier connected to a signal generator. It works at a frequency of approximately 2 MHz, which corresponds to its thickness mode established between the upper and lower metallized surfaces.

Water-based suspensions were used in the experiments using two types of particles at a fixed concentration of C_m=3x10^{-4} %: polystyrene spherical particles with diameters of 20 µm and polylactic acid PLA particles with highly irregular geometries like flakes with sharp and quite sharp edges. These late present a large range of sizes and most of them have diameters less than 40 microns. A large number of particles sizes <2 microns are observed. Figure 1.b shows both particle populations together. Figure 1.b shows a microscopic image of both types of particles.

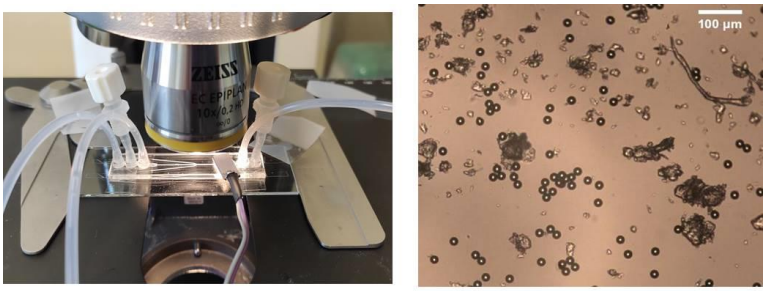


Figure 1. a) Ultrasonic platform to perform the microplastic enrichment and extraction separated from the liquid phase; b) spherical polystyrene beads and PLA particles.

2.2 Procedure

The acoustic displacements generated in the upper surface of the piezoelectric ceramic are transmitted to the glass chip structure and then transferred to the liquid phase inside the channel of treatment. Therefore, certain pressure patterns are generated with discontinuous pressure nodes established around the middle axis and describing certain sinusoidal shapes. This pattern and, with it the nodes, show spatial variations with any short frequency change. This quasi-1D standing wave provides a complex 3D steady force on the particles, known as the Radiation force. Driven by this hydrodynamic force, the particles collect along the pressure nodes established within the channel with complex 3D shapes. Figure2.a shows a collection of spherical polystyrene particles at the discontinuous pressure pattern established at a frequency of f=1844,7 kHz.
However, it is corrected to form an alignment of particles along the central axis when the sample is flowing through the channel, as shown in Figure 2.b. When samples are flowing at a flow rate of 80 µL/min while exposed to the ultrasound, the discontinuous nodal pressure shape is corrected by the hydrodynamic parabolic velocity profile that acquires a maximum velocity along the central axis.

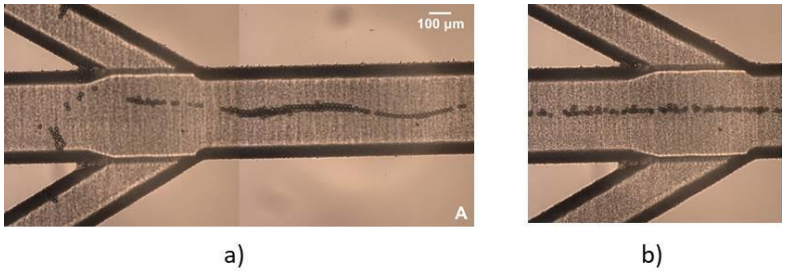


Figure 2. Polystyrene spherical particles collecting at the pressure node established in a half-wavelength channel at f=1844,7 kHz a) in stagnant conditions; b) flowing at a flow rate Q= 80 µL/min.

3 Results and discussion

Results of particle collection by the radiation force.

The acoustic contrast factor defined in Eq. (1) is positive for both types of particles: polystyrene beads and PLA particles. According to it, both particle population are driven by the radiation force toward the pressure node, located along the central axis of the channel.

In the experiments, three frequencies were found as optimal for the spherical beads collection: f_1=1844,7 kHz, f_2=1846,1 kHz and f_3=1980,8 kHz respectively. However, while only two of them were suitable to collect the irregular particles: f_1 and f_2. (Images of Figure 3).
From the images of this figure, concentration of the spherical particles seem to be much higher than that of the PLA ones. However, both suspensions had the same volumetric concentration of C_m=3x10^{-4} % in the experiments. This different appearance is because the PLA particles are mostly 2D flake-shaped with sharp polygonal edges and show different dynamics during their acoustic exposure, providing semi-transparent images. In particular, they develop rotation processes together with their displacements to find optimal orientations, placing their largest surface perpendicular to the current or, on the contrary, sometimes parallel to it. This means that in many cases they are barely visible since they are almost 2D.
At the same acoustic conditions of frequency and applied voltage, different collection efficiency was found for the two particle populations, as can be shown in the photos of the figure. At the three selected frequencies, the PLA particles collect worse than the beads, even scaping some of them through the lateral outlets. The PLA particles collect driven in an area wider than the spherical beads, which form a perfect "cord-like" figure along the central axis of the channel. It corresponds to different radiation forces experienced by both particle populations associated to their physical property differences: volumes, shapes (irregular geometries) and particle densities.
The PLA particles are mostly 2D flake-like with polygonal sharped edges, providing volumes smaller than those of the spherical beads with similar diameters. This directly affects the radiation force, which becomes markedly lower for the PLA particles under the same acoustic pressure conditions of the incident wave.

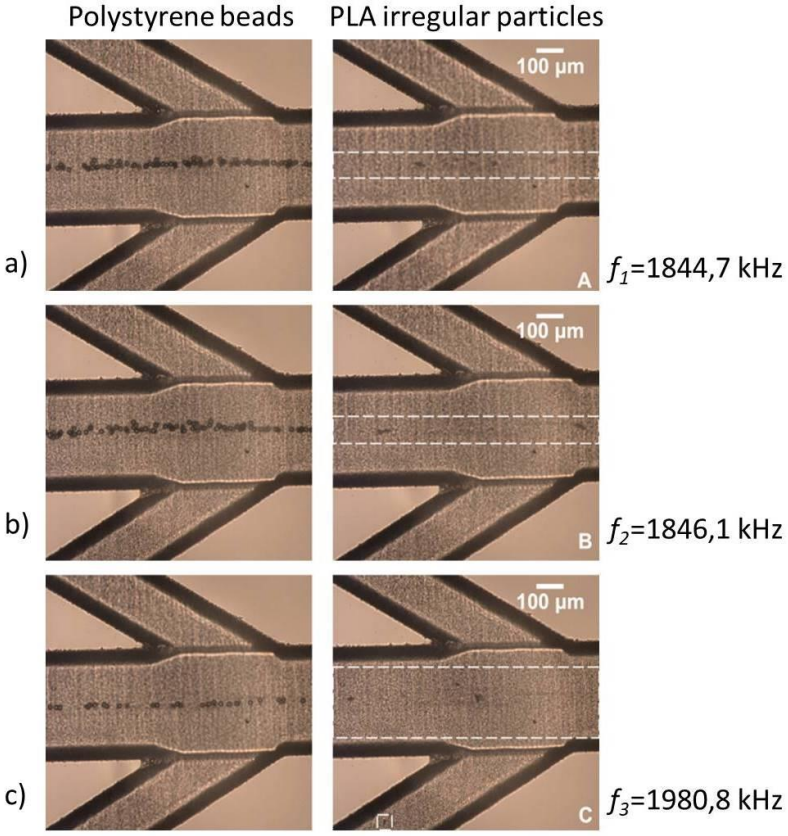


Figure 3. Spherical and PLA particle collection in the channel of treatment of the chip.

This radiation force of Eq.1 combined with the channel length and flow rate defines the particle trajectories.

4 Conclusions

We have made a glass chip with simple geometry to carry out separation by acoustophoresis of microplastic particles in water samples. This chip uses one inlet and three outlets for particle collection.

The channel length and width of 15,56 mm and 0,38 mm respectively, together with the flow rate of Q=80 µL/min selected for the study, were not suitable for the PLA particles to reach the central axis driven by the radiation force before leaving the device. Consequently, they are seen circulating in an area around this position with a certain width of approximately 120 µm around it. Thus, a voltage increase is required to collect the PLA particles along the single central axis.
It means that microplastics present in sea and fresh water samples always require higher voltages than those used for water-based suspensions containing spherical polystyrene beads of similar sizes typically used for calibration of acoustophoretic performance.

Acknowledgments

This work has been developed in the framework of a project TED2021-132207B-I00: "*Chip Ultrasónico para concentración y separación de microplásticos en muestras de agua*", funded by the Spanish Government with recuperation funding from the European Commission.

Referencias

[1]S.J.Lee,S.Y.Lee,Micrototalanalysissystem(micro-TAS)inbiotechnology,Appl.Microbiol. Biotechnol. 64 (3) (2004) 289–299.

[2] F. Yasuhisa, S. Yusuhiro, Particle separation mechanism, US Pat. 6,822,180 (2004).

[3] M. Tsukamoto, S. Yamamura, Y. Morita, Y. Takamura, E. Tamiya, Microfluidic device coupled with ATPS for cell separation, in: Proceedings of the 206th Meeting of the Electrochemical, 2004.

4] K.H. Nam, W.J. Chang, H. Hong, S.M. Lim, D. Kim, Y.M. Koo, Continuous f low fractionation of animal cells in microfluidic devices using ATPS, Biomed. Microdevices 7 (3) (2005) 189–195.

[5] N. Pamme, Continuous flow separations in microfluidic devices, Lab Chip 7 (2007) 1644–1659.

[6] W.H. Huang, F. Ai, Z. Wang, J. Cheng, Recent advances in single-cell analysis using capillary electrophoresis and microfluidic devices, J. Chromatogr. B 866 (2008) 104–122.

[7] L. Gor'kov, On the forces acting on a small particle in an acoustic field in an ideal fluid, Sov. Phys. Acoust. 6 (9) (1962) 773–775.

[8] L.A. Kuznetsovaa, W. Terence Coakley, Microparticle concentration in short path length ultrasonic resonators: roles of radiation pressure and acoustic streaming, J. Acoust. Soc. Am. 116 (4) (2004) 1956–1966.

[9] Elena de los Reyes, Victor Acosta, Pilar Carreras, Alberto Pinto, Itziar González**,** Three-dimensional numerical analysis as a tool for optimization of acoustophoretic separation in polymeric chips, The Journal of the Acoustical Society of America **150**, 646 (2021). https://doi.org/10.1121/10.0005629 .

[10] A. Vargas, M.M Camacho, J.D. Castano, I. González, A 3D analysis of the acoustic radiation force in microfluidic channel with rectangular geometry, Wave Motion, 2021, Elsevier Science Bv *v.*101 *fasc.* P-2020, *DOI:* 10.1016/j.wavemoti.2020.102701 (2021)

[11] Mikkel W. H. Ley and Henrik Bruus, Three-Dimensional Numerical Modeling of Acoustic Trapping in Glass Capillaries, Physical Review Applied 8, 024020 (2017), https://doi.org/10.1103/PhysRevApplied.8.024020.

[12] Itziar González, Julie Earl, Luis J. Fernández, Bruno Sainz Jr., Alberto Pinto, Rosa Monge, Sonia Alcalá, Adela Castillejo, Jose L. Soto and Alfredo Carrato, A Label Free Disposable Device for Rapid Isolation of Rare Tumor Cells from Blood by Ultrasounds, Micromachines 9(3), 129 (2018), https://doi.org/10.3390/mi9030129.

[13] Kyriacos Yiannacou and Veikko Sariola, Controlled Manipulation and Active Sorting of Particles Inside Microfluidic Chips Using Bulk Acoustic Waves and Machine Learning, Langmuir *37* (14), 4192-4199 (2021), httpps://doi.org/10.1021/acs.langmuir.1c00063.

[14] Yanfang Guan, Xiaoliang Wang, Guangyu Liu, Wujie Li, Kun Zhang, Baoshuo Sun, Feifan Shi, Yanbo Hui, Bingsheng Yan, Jie Xu, Zaihui Wu, Zhiyong Duan, and Ronghan Wei, Microparticle Manipulation Based on the Bulk Acoustic Wave Combined with the Liquid Crystal Backflow Effect Driving in 2D/3D Platforms, ACS Omega *7* (29), 25140-25151 (**2022)**, https://doi.org/10.1021/acsomega.2c01783.

[15] Antfolk, M., Laurell, T. (2019). Acoustofluidic Blood Component Sample Preparation and Processing in Medical Applications. In: Tokeshi, M. (eds) Applications of Microfluidic Systems in Biology and Medicine. Bioanalysis, vol 7. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-13-6229-3₁.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

OPTIMIZACIÓN DEL POISICIONAMIENTO DE TRANSDUCTORES DE ULTRASONIDOS SOBRE LA VENTANA DEL HUESO TEMPORAL

Alba Eroles-Simó[1], Diana Andrés[1], Alicia Carrión[1], Juan J. Rodríguez-García[1], José L. Alonso-Ramos[1], José A. Pineda-Pardo[2], Noé Jiménez[1], Francisco Camarena[1]

[1] Instituto de Instrumentación para Imagen Molecular (i3M), Universitat Politècnica de València (UPV) – Consejo Superior de Investigaciones Científicas (CSIC), Camino de Vera S/N, 46022 València, Spain
[2] HM CINAC (Centro Integral de Neurociencias Abarca Campal), Hospital Universitario HM Puerta del Sur, HM Hospitales, Madrid, 28938, Spain
aerosim@i3m.upv.es

Resumen
Para minimizar el efecto de las aberraciones introducidas por el cráneo en aplicaciones de terapia ultrasónica transcraneal se propone la focalización a través de la ventana del hueso temporal, explotando su morfología plana y espesor reducido. En este trabajo se plantea un método de optimización para el posicionamiento del sistema transductor y lente holográfica a partir de la articulación temporomandibular. Para un transductor plano de 65 mm de apertura y 650 kHz de frecuencia central, se consideran dos posibles orientaciones, normal al cráneo y normal a la piel. En un estudio sobre 12 pacientes se observa un incremento de la presión acústica en el foco del 2.47% y una reducción de la presión remanente en el cráneo del 3.15% cuando se establece una incidencia normal a la piel respecto al cráneo. Este algoritmo de posicionamiento automático junto al adecuado sistema de acoplamiento mecánico representa una valiosa herramienta para el posicionamiento de transductores de ultrasonidos a través del cráneo.

Palabras clave: ultrasonidos terapéuticos, ultrasonidos transcraneales, neuromodulación, hologramas acústicos, ventana transtemporal.

Abstract
To minimise the effect of aberrations introduced by the skull in transcranial ultrasound therapy applications, targeting through the temporal bone window is proposed, exploiting its flat morphology and reduced thickness. In this work, an optimisation method for positioning the system transducer and holographic lens respect to the temporomandibular joint is proposed. For a flat transducer of 65 mm aperture and 650 kHz centre frequency, two possible orientations are considered, normal to the skull and normal to the skin. In a study on 12 patients, a 2.47% increase of the acoustic pressure at the focus and a 3.15% reduction of the remaining pressure in the skull is observed when defining a normal incidence to the skin with respect to the skull. This automatic positioning algorithm together with the appropriate mechanical coupling system represents a valuable tool for positioning ultrasound transducers through the skull.

Keywords: therapeutic ultrasound, transcranial ultrasound, neuromodulation, acoustic holograms, transtemporal window.

PACS nº: 43.60.Sx, 43.66.Qp, 43.80.Sh.

1 Introducción

La terapia por ultrasonidos es una modalidad emergente en el tratamiento de enfermedades que afectan al sistema nervioso central. Representa una técnica mínimamente invasiva, con una alta resolución espacial que permite focalizar incluso sobre las estructuras más internas del cerebro [1-4]. Los tratamientos térmicos pueden ser monitorizados en tiempo real con termometría mediante imágenes de resonancia magnética (MRI) [1,2]. Podemos clasificar las modalidades terapéuticas de ultrasonidos en dos tipos, por un lado, los ultrasonidos focalizados de alta intensidad (HIFU), como los usados en ablación térmica, y, por otro lado, los ultrasonidos focalizados de baja intensidad (LIFU), como los usados en neuromodulación o en aplicaciones de administración localizada de fármacos mediante la apertura de la barrera hematoencefálica (BBB) [1-4]. Los efectos biológicos producidos dependen de los parámetros de sonificación elegidos: frecuencia central del transductor, frecuencia de repetición de los pulsos, ciclo de trabajo, tiempo de sonificación e intensidad [1-4].

La focalización de los ultrasonidos sobre las estructuras de interés situadas dentro del cerebro debe ser muy precisa. Sin embargo, el cráneo tiene una elevada impedancia acústica y un espesor heterogéneo, y comúnmente aparecen aberraciones y un alto grado de desfocalización en el haz debido a los fuertes efectos de dispersión, reflexión, refracción y atenuación [2-4]. La principal manera de corregir estos efectos es el uso de transductores multielemento (phased arrays) [5-7]. Estos sistemas compensan las aberraciones introducidas por el cráneo, variando electrónicamente la amplitud y la fase en cada uno de los elementos de forma individual, lo que también permite mover y ajustar el foco en tiempo real. Alternativamente, se ha propuesto el uso de lentes correctoras [8] y de hologramas acústicos [9,10]. Estos son elementos pasivos, comúnmente impresos en 3D, que se sitúan entre la superficie de transductores monoelemento y el cráneo y modulan localmente la fase del haz de ultrasonidos [9]. Son utilizados para corregir las aberraciones introducidas por el cráneo y conformar el haz para que focalice sobre las estructuras deseadas [10-13].

Como aspecto complementario, que ayude a aumentar la focalización y reducir las aberraciones, se busca optimizar el posicionamiento del transductor con respecto al cráneo del paciente. En los últimos años, se han desarrollado diferentes líneas de investigación que aprovechan las características anatómicas y morfológicas del cráneo. Algunos estudios han evaluado como la heterogeneidad del cráneo modifica la propagación de los ultrasonidos [14]. Otros proponen la modelización del cráneo teniendo en cuenta tanto la forma, como las propiedades acústicas de las posibles zonas sobre las que realizar el tratamiento, ya que, la porosidad de los huesos afecta a la transmisión de los ultrasonidos [15]. También se han estudiado los resultados obtenidos en la focalización del haz tras la maximización del coeficiente de transmisión [16], o en la situación de incidencia normal del haz sobre el cráneo y sobre la diana terapéutica [12,17], así como la minimización del coeficiente de reflexión [18] o la maximización de la relación entre la fase relativa de la onda y su transmisibilidad [19].
Siguiendo con esta línea de trabajo, al localizar el transductor sobre las zonas de mínimo espesor del cráneo se reduce la energía acústica absorbida. De acuerdo con otros trabajos previos [12], se establece la ventana del hueso temporal como una buena superficie sobre la que transmitir la onda acústica. Además, su morfología plana permite situar el transductor de manera que su orientación sea normal respecto de la superficie de incidencia. Se ha demostrado que al favorecer la alineación entre el transductor y la diana terapéutica [12], y definir la orientación del transductor normal a la superficie del cráneo [17], la atenuación se minimiza, consiguiendo una mayor presión sobre el punto de focalización.

En este trabajo se propone un algoritmo iterativo que automatiza el posicionamiento del transductor sobre la ventana del hueso temporal, optimizando su localización y orientación, tomando como punto de referencia anatómico la articulación temporomandibular (ATM). Este emplazamiento automático no

solo contribuye a la óptima sonificación de la estructura cerebral correspondiente, sino que además permite la generalización y reproducibilidad del procedimiento para cualquier paciente.

2 Materiales y métodos

En este trabajo se ha colaborado con el hospital HM Centro Integral de Neurociencias Abarca Campal de Madrid (HM CINAC), quienes han facilitado las imágenes de tomografía computarizada (CT) y de resonancia magnética (MRI) de 12 pacientes anonimizados. La estructura neurológica objetivo es el putamen posterior, segmentada para uno de los pacientes. El corregistro de las imágenes y la segmentación para el resto de los pacientes se ha realizado empleando el software 3DSlicer [20]. A partir de las imágenes CT y la relación lineal entre los valores de atenuación de los rayos X se ha obtenido la velocidad del sonido y densidad de los tejidos duros y blandos [21,22] para todos los pacientes analizados. Los valores medios obtenidos se muestran en la Tabla 1.

Para la aplicación de la terapia ultrasónica se ha empleado un transductor circular plano, con un diámetro de 65 mm, excitado a una frecuencia central de 650 kHz. Se considera que el cráneo, los tejidos blandos y el transductor están sumergidos en agua a una temperatura de 37 ºC, cuyas propiedades acústicas se caracterizan en la Tabla 1 [23,24]. En las secciones 2.1 y 2.2 se describen los procesos de posicionamiento y orientación, respectivamente. En la sección 2.3 se describe el procedimiento y las simulaciones numéricas realizadas para el diseño y evaluación de las lentes holográficas analizadas.

Tabla 1. Valores medios de la velocidad del sonido, la densidad y el coeficiente de atenuación para los 12 pacientes analizados. Los coeficientes de atenuación empleados han sido obtenidos de la literatura, considerando el exponente y = 1.3 [23-25].

	Velocidad del sonido (m/s)	Densidad (kg/m^3)	Coeficiente de atenuación ($dB/(cm \cdot MHz^y)$)
Hueso	2227.80	1640.27	9.12
Tejido Blando	1556.35	1040.79	0.76
Agua	1523.93	993.33	$1.03 \cdot 10^{-3}$

2.1 Optimización del posicionamiento

En el estudio del posicionamiento del transductor sobre la ventana del hueso temporal se explota su morfología plana y su reducido espesor. Ambas características la convierten en una zona adecuada para la incidencia de los ultrasonidos.

El empleo de valores umbral es habitual sobre las imágenes CT, permite generar máscaras binarias que identifican, por un lado, el cráneo y, por otro lado, los tejidos blandos de la cabeza como la piel y el cerebro. Al analizar la máscara del cráneo desde la vista sagital, se observa una zona de mínimo espesor correspondiente a la ventana del hueso temporal. Igualmente, se ha identificado un máximo local de espesor que corresponde a la unión entre la mandíbula y la parte lateral de la cabeza, concretamente la parte inferior del hueso temporal, definido como la articulación temporomandibular (ATM). El método de optimización propuesto para la localización del transductor toma como punto de referencia la ATM. En una primera aproximación a la posición óptima del transductor se coloca su centro 32.5 mm, radio del transductor, por encima de la ATM, véase la Fig. 1 (b).

A continuación, mediante un proceso iterativo se busca minimizar el espesor del cráneo visto por la superficie del transductor. Partiendo de la localización del transductor definida respecto la ATM, se obtienen las coordenadas del punto de máximo espesor del cráneo en la vista del transductor. Según su ubicación en los cuadrantes, véase Fig. 2 (b), se realiza la correspondiente translación. Mientras haya una reducción en el máximo de espesor se continúa con el movimiento de translación. Se establece como criterio de parada el hecho de encontrar un incremento en el espesor. En ese caso, se evalúa el cuadrante del nuevo espesor en la vista del transductor. Si está en el mismo cuadrante se sigue aplicando la translación, sin embargo, si el nuevo máximo está en un cuadrante diferente, se habrá conseguido que el transductor se encuentre en la posición óptima de mínimo espesor. El diagrama de flujo de este algoritmo aparece descrito en la Fig. 2 (a). Así mismo, la dirección de las translaciones en función del cuadrante donde se encuentre el punto de máximo espesor está descrita en la Fig. 2 (b).

Para el paciente #2, el proceso de colocación del transductor con respecto la ATM, está descrito en la Fig. 1. En la posición inicial (círculo rojo en Fig. 1 (a) y Fig. 1 (b)), el punto de máximo espesor es de 53.78 mm, con un espesor medio de (5.7 ± 6.3) mm. Tras la optimización (círculo verde en Fig. 1 (a) y Fig. 1 (c)), el espesor medio es de (4.2 ± 3.1) mm. La minimización del espesor en la vista del transductor tras aplicación del algoritmo indica que la posición del transductor sobre la ventana del hueso temporal ha sido optimizada.

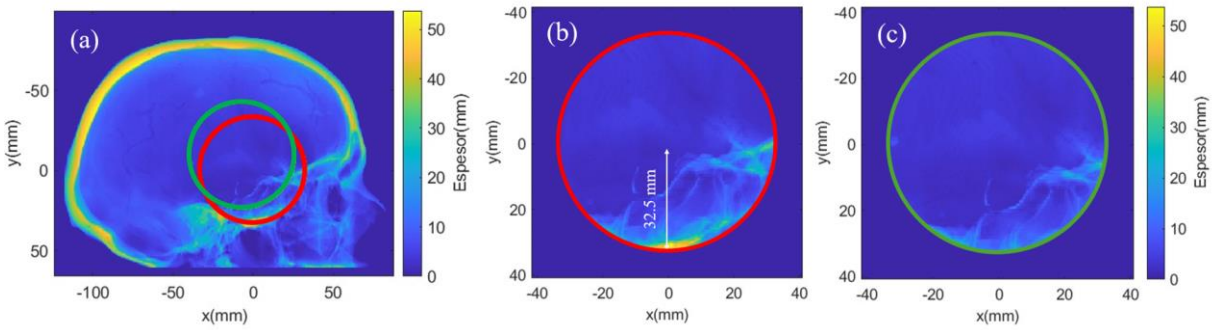


Figura 1. (a) Vista sagital del espesor del cráneo, el círculo rojo indica la posición inicial del transductor y el verde la posición final tras el proceso de optimización para el paciente #2. (b) Espesor del cráneo visto por el transductor en la posición inicial colocado respecto la ATM. (c) Espesor de cráneo visto por el transductor tras la optimización del posicionamiento.

2.2 Optimización de la orientación

A continuación, se ha optimizado la orientación del transductor con respecto la superficie de análisis, considerándose dos situaciones posibles, incidencia normal al cráneo y normal a la piel. En primer lugar, se han obtenido las coordenadas de los puntos que definen la superficie de interés, piel o hueso, vistas desde el transductor. Sin embargo, para el análisis de la orientación y con el fin de evitar distancias atípicas, se han filtrado aquellos píxeles cuya frecuencia de aparición es inferior a un 1/6 de la distancia más común. Sobre estos datos, se han obtenido las coordenadas de los puntos a mayor y menor distancia medidos desde el plano del transductor. A continuación, se ha realizado un ajuste de la orientación en dos pasos, en la vista axial y coronal. Partiendo de la parametrización mediante una recta en cada una de las vistas, véase las Fig. 3 (a) y Fig. 3 (b), se ha calculado la diferencia angular respecto al transductor, cuyo vector normal está definido en el eje z. De esta manera, se han obtenido los ángulos de rotación necesarios para modificar la orientación relativa entre ambas estructuras, la superficie analizada y el transductor. Una vez optimizada la orientación, se ha acercado la cabeza del paciente respecto al transductor para facilitar la transmisión de la señal de ultrasonidos entre los diferentes medios.

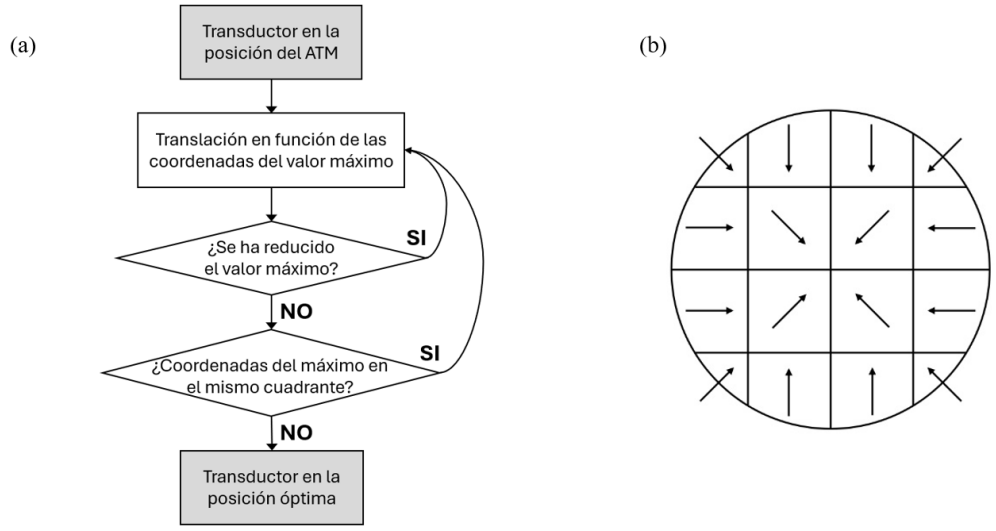


Figura 2. (a) Diagrama de flujo del algoritmo iterativo para la optimización del espesor del cráneo visto por el transductor. (b) Representación de las translaciones en función de las coordenadas del punto de máximo espesor del cráneo en cada iteración.

Para el paciente #2, en la Fig. 3 (a) se determina un ángulo de rotación en el plano XZ de -9.68º (recta roja) y de -12.68º (recta verde) con respecto al plano definido por el transductor (recta blanca discontinua) para la incidencia normal al cráneo y a la piel, respectivamente. De igual manera, en la Fig. 3 (b), el ángulo de rotación en el plano YZ es de -2.60º (recta roja) y -11.21º (recta verde), para cada incidencia, respectivamente. En las Fig. 3 (c) y Fig. 3 (d) se observa el posicionamiento optimizado sobre la ventana temporal con incidencia normal al cráneo para el plano axial y coronal, respectivamente, tras las correspondientes rotaciones. Análogamente, se muestran los resultados obtenidos con incidencia normal a la piel en las Fig. 3 (e) y Fig. 3 (f).

2.3 Simulaciones acústicas en el dominio temporal y fabricación de la lente holográfica

Para el estudio del campo acústico se han realizado una serie de simulaciones acústicas en el dominio temporal empleando el paquete k-Wave de MATLAB [23,24], el cual implementa un método pseudoespectral en el espacio *k* que permite modelar la propagación de ultrasonidos en medios heterogéneos teniendo en cuenta la atenuación de los tejidos biológicos. El espacio de trabajo definido corresponde a un medio homogéneo, el agua, empleando una malla cúbica uniforme con una resolución de $\lambda/6$, siendo λ = 2.3 mm la longitud de onda a la frecuencia de trabajo, 650 kHz, en el agua. En este medio se posiciona la cabeza definida de acuerdo con sus propiedades acústicas (velocidad, densidad y atenuación) descritas en la Tabla 1, y de acuerdo con la orientación bajo estudio.

La lente holográfica se diseña mediante una primera simulación con el tiempo invertido o *backward*. Se define una fuente virtual situada en el centro de masas de la estructura terapéutica segmentada, el putamen posterior derecho. La fuente virtual emite un tren de pulsos sinusoidales de 100 ciclos a la frecuencia de trabajo del transductor, en este caso, 650 kHz. El campo acústico se mide en un tiempo de simulación correspondiente al tiempo necesario para que la onda recorra el doble del tamaño del mallado en la dirección de emisión del transductor en agua. De esta manera, se trabaja en una situación régimen estacionario. El frente de ondas producido sufre una distorsión al pasar a través del medio definido por el cráneo debido a las diferencias entre los valores de velocidad del sonido y densidad, así como del coeficiente de atenuación. La información correspondiente a la fase del frente de ondas es extraída a

partir de la Transformada de Fourier a la frecuencia de trabajo. Se registra en un plano de las mismas dimensiones que el transductor, 65 mm de diámetro, situado a una distancia *d* y paralelo a este, el plano holográfico. Esta es la información que se codifica a través de la lente holográfica mediante el coeficiente de transmisión de cada uno de sus píxeles.

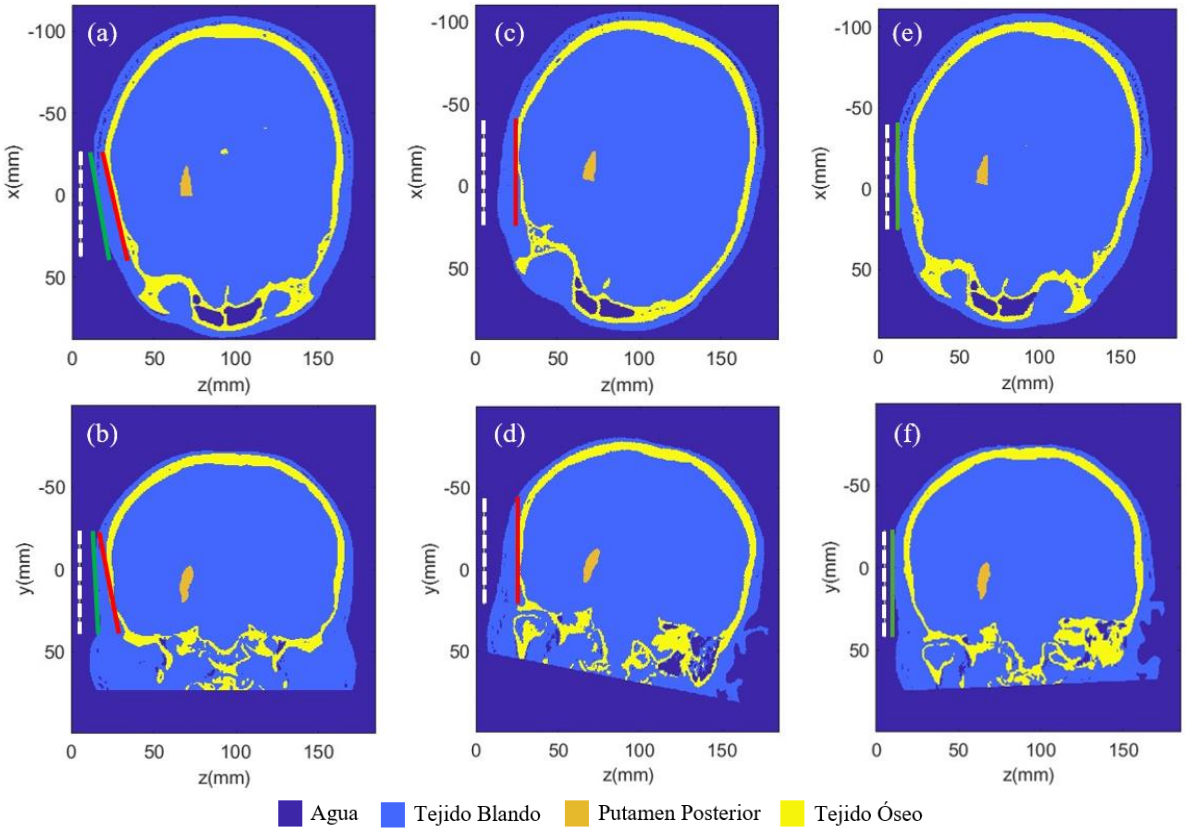


Figura 3. Definición de las máscaras binarias del tejido óseo (amarillo), el tejido blando (azul claro) y la diana terapéutica, putamen posterior (naranja), sumergidas en agua (azul oscuro) para el paciente #2. (a) y (b) Posicionamiento inicial, la recta blanca discontinua indica la orientación del transductor. Las rectas rojas indican el ajuste realizado en cada vista para la incidencia normal al cráneo. Las rectas verdes indican el correspondiente ajuste para la incidencia normal a la piel. (c) y (d) Orientación final para la incidencia normal al cráneo en el plano XZ y YZ, respectivamente. (e) y (f) Orientación final respecto a la piel en el plano XZ y YZ, respectivamente.

La superficie del plano holográfico se divide en píxeles, cada uno de los cuales tiene una altura asociada que depende del perfil de fase que haya registrado. Asumimos que los píxeles vibran longitudinalmente en la aproximación de lente fina, por lo que su coeficiente de transmisión viene dado por [11-13]:

$$T(x,y)=\frac{2Z_n e^{-ik_0(d-h)}}{2Z_n\cos(k_L h)+i\left(Z_n^2+1\right)\sin(k_L h)}, \tag{1}$$

siendo $Z_n = Z_0/Z_L$ la impedancia normalizada, $Z_0 = \rho_0 c_0$ y $Z_L = \rho_L c_L$, las impedancias del agua y del material con el que se fabrica la lente, respectivamente, y, $k_0 = \omega/c_0$ y $k_L = \omega/c_L$ los números de onda del agua y la lente.

Mediante la evaluación numérica de la Ec. (1) se obtienen los coeficientes de transmisión asociados para cada píxel de altura *h*. Por interpolación entre el complejo conjugado de la fase del frente de ondas registrada en el plano holográfico, que tiene en cuenta la inversión temporal de la onda en el dominio frecuencial, y la fase obtenida teóricamente, se determina la altura del píxel $h(x, y)$. De esta manera, se obtiene la distribución de alturas de la lente holográfica que permite la corrección de las aberraciones introducidas por el cráneo y la focalización del haz sobre el putamen posterior. En la Fig. 4 (a) y Fig. 4 (d) se muestran las distribuciones de fases registradas en el plano holográfico para la incidencia normal al cráneo y a la piel, respectivamente.

En el modelo numérico se han considerado las propiedades acústicas del material con el que se fabrica la lente, una resina fotoreactiva Clear (Formlabs, USA): velocidad del sonido, c_L = 2599.31 m/s y densidad ρ_L = 1185.78 kg/m^3. El valor de la absorción se ha fijado en α = 3.13 dB/(cm·MHz^y) a 650 kHz, siendo y = 1.3, de acuerdo con los valores reportados para fotopolímeros de similares características [9].

A continuación, se realiza una segunda simulación acústica hacia adelante o *forward*, en la que la misma onda es emitida desde el transductor definido anteriormente. La onda pasa a través de la lente holográfica que la modula en fase. Se registran los datos del campo acústico de presión máxima en el tamaño completo del mallado definido.

3 Resultados

Tras la modelización del haz mediante el uso de lentes holográficas, se analiza la focalización del campo acústico resultante. Para el conjunto de los 12 pacientes, la presión máxima medida en el foco es de (5.66 ± 0.70) p/p$_0$ y (5.80 ± 0.61) p/p$_0$, con incidencia normal al cráneo y a la piel, respectivamente, siendo p la presión medida y p$_0$ la presión en la superficie del transductor. El caso concreto del paciente #11 se muestra en las Fig. 4 (b) y Fig. 4 (c) el campo medido al considerar la incidencia normal sobre el cráneo, y en las Fig. 4 (e) y Fig. 4 (f), la focalización resultante en incidencia normal a la piel. La presión máxima medida en el foco es de 6.55 p/p$_0$ y de 6.79 p/p$_0$, respectivamente.

Existe una desviación entre el punto de máxima presión y el punto de definición de la fuente virtual en el eje de propagación de los ultrasonidos, debida a la aproximación de lente fina asumida para la generación de la lente holográfica. Ésta hace que la focalización del haz tenga lugar más cerca del transductor, a una distancia respecto a la definición de la fuente virtual de (3.6 ± 1.7) mm y (3.9 ± 1.2) mm, en incidencia normal al cráneo y a la piel, respectivamente. Para las coordenadas en los ejes ortogonales la desviación es mucho menor, (0.03 ± 0.20) mm y (0.10 ± 0.18) mm, en incidencia normal al cráneo, y de (0.10 ± 0.18) mm y (0.13 ± 0.19) mm en incidencia normal a la piel, respectivamente. El foco, definido a -6dB de la presión máxima, presenta valores de FWHM (Full With at Half Maximum) para los cortes axial y laterales de (29.3 ± 4.4) mm, (3.67 ± 0.35) mm y (3.74 ± 0.51) mm en incidencia normal al cráneo, y (26.5 ± 3.8) mm, (3.48 ± 0.31) mm y (3.54 ± 0.39) mm en incidencia normal a la piel, respectivamente. En cuanto a la presión media medida en el foco para cada orientación es de (3.69 ± 0.47) p/p$_0$ y (3.78 ± 0.42) p/p$_0$, respectivamente. La presión media depositada sobre el resto del tejido blando que conforma la cabeza, fuera del foco, es de (0.320 ± 0.014) p/p$_0$ y (0.317 ± 0.019) p/p$_0$, respectivamente.

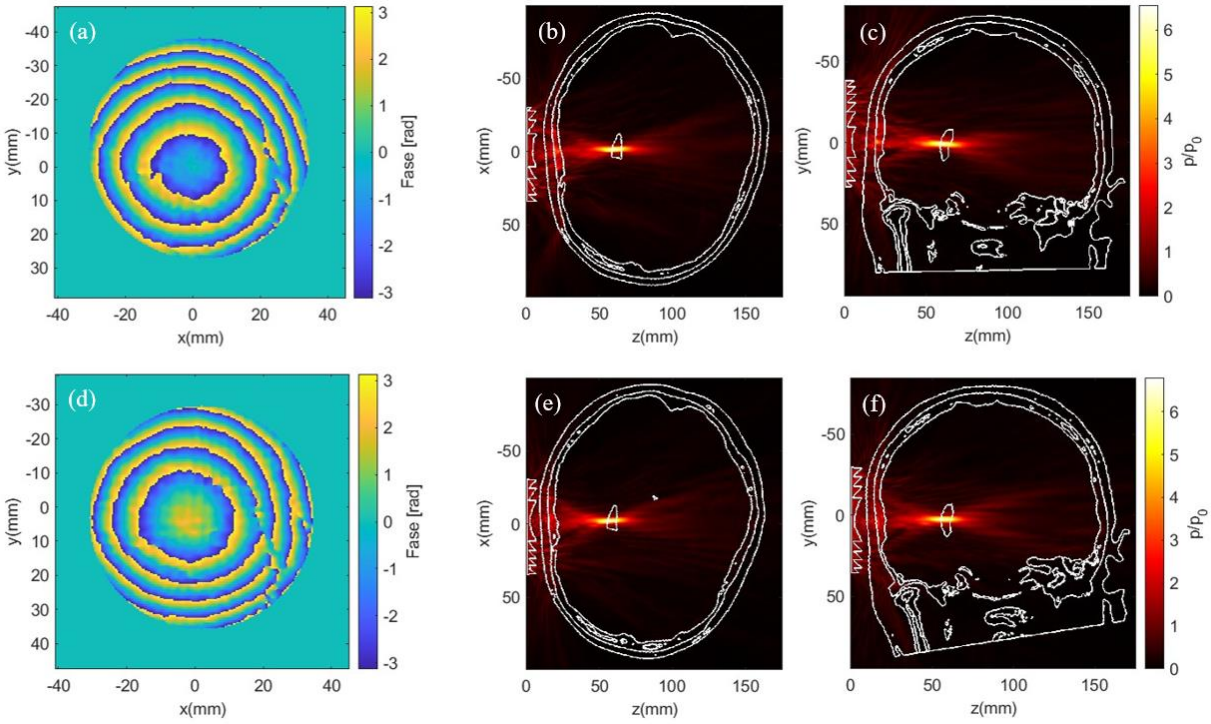


Figura 4. (a) y (d) Representación de la distribución de fase del frente de ondas procedente de la fuente virtual registrado en el plano holográfico para la incidencia normal al cráneo y a la piel, respectivamente, para el paciente #11. Distribución de la amplitud del campo acústico de presión para la incidencia normal al cráneo en (b) el plano XZ y (c) el plano YZ. Para la incidencia normal a la piel en (e) el plano XZ y (f) el plano YZ.

La búsqueda exhaustiva de la óptima posición del transductor respecto la ventana del hueso temporal pretende reducir al máximo el espesor de tejido óseo que puede absorber presión acústica, y, por tanto, aumentar su temperatura. El valor máximo de presión registrada sobre el cráneo es de (4.45 ± 0.60) p/p_0 y (4.31 ± 0.48) p/p_0, con incidencia normal al cráneo y a la piel, respectivamente. En el área vista por el transductor, la presión media depositada sobre el cráneo es de (0.821 ± 0.092) p/p_0 con incidencia normal al cráneo, y de (0.804 ± 0.089) p/p_0 con incidencia normal a la piel.

En este estudio, trabajando a una frecuencia central en el transductor de 650 kHz, las lentes holográficas se han utilizado para focalizar sobre el putamen posterior derecho. Esta estructura cerebral tiene un volumen medio de (1280 ± 200) mm^3. En media se ha sonificado un (7.5 ± 2.2) % y un (6.2 ± 1.0) % del volumen total de la diana terapéutica al emplear una incidencia normal al cráneo y a la piel, respectivamente. El volumen del foco restante, que es depositado en el tejido blando fuera de la diana terapéutica es del (72.5 ± 3.0) % y (71.4 ± 3.1) %, respectivamente.

Al comparar los resultados obtenidos en cada una de las incidencias, se observa un incremento en la presión máxima en el foco del 2.47% en el caso de la incidencia normal a la piel con respecto a la normal al cráneo. Igualmente, se produce un aumento en la presión media en el foco del 2.71%. En cuanto a la presión depositada en el cráneo se observa que la optimización con respecto a la piel consigue una reducción de la presión máxima del 3.15% con respecto a la incidencia normal respecto al cráneo y una reducción de la presión media en la vista del transductor del 2.07%. Análogamente, la reducción de la presión media depositada sobre el tejido blando es del 0.94% en favor de la incidencia normal a la piel. Sin embargo, una vez optimizada la posición del transductor sobre la ventana del hueso temporal, la diferencia entre los resultados obtenidos para cada una de las orientaciones no resulta significativa.

4 Conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado un método de optimización para el posicionamiento de los transductores de ultrasonidos sobre la ventana del hueso temporal. Aprovechando las características morfológicas y anatómicas, se ha buscado localizar el transductor sobre la zona de mínimo espesor mediante un código iterativo, el cual toma como punto de referencia la articulación temporomandibular. En cuanto a la orientación, se ha considerado la incidencia de los ultrasonidos de forma normal al cráneo y a la piel, modificando la orientación del transductor de forma automática. De esta manera, se ha conseguido generalizar el procedimiento para que pueda ser aplicado sobre un conjunto de 12 pacientes anonimizados.

Se han realizado las simulaciones correspondientes a la focalización del haz de ultrasonidos sobre el putamen posterior como diana terapéutica. Al analizar los resultados obtenidos según la orientación del transductor, se ha observado una mayor presión acústica en el foco con respecto a la depositada sobre el cráneo. La ratio de presión máxima entre el cráneo y el foco es de (0.81 ± 0.22) y (0.75 ± 0.11) en la incidencia normal al cráneo y a la piel, respectivamente. Aunque las diferencias entre ambas incidencias no sean estadísticamente significativas, se observa cómo al minimizar la absorción en el cráneo, se aumenta la presión sobre el foco. Ante esta situación, se esperaría evitar un posible aumento de la temperatura que afecte al resto de los tejidos biológicos.

Al trabajar en la configuración normal a la piel, se favorece el acople mecánico del transductor respecto a la anatomía de la cabeza, manteniendo unos valores de presión equivalentes a la configuración que incide normal al cráneo. Se genera, de esta manera, una situación más favorable de cara a la construcción de un futuro dispositivo para el tratamiento de enfermedades neurológicas. Este podría incluso implementarse de manera robotizada, lo cual permitiría reducir los errores en el posicionamiento.

Se propone continuar con la optimización del posicionamiento teniendo en cuenta la anatomía de la oreja, ya que puede estar presente en la zona de incidencia considerada. De igual manera, se plantea la continuación de este estudio incorporando el análisis térmico. Para ello, se planifica la realización de una serie de simulaciones térmicas donde se fije un protocolo de sonificación que permita la neuromodulación, y el cual incorpore la perfusión de la sangre en los medios caracterizados para obtener los resultados más realistas posibles. En la misma línea, buscando reducir la presión depositada fuera de la diana terapéutica y aumentando el tamaño del foco obtenido para cubrir un volumen mayor de la diana terapéutica, se plantea la posibilidad de utilizar dos transductores, de las mismas características, situados en la ventana del hueso temporal a ambos lados de la cabeza. Finalmente, como futura línea de investigación, se propone la realización de un experimento *ex-vivo* donde además de verificar los resultados de las simulaciones a nivel de presión sobre el foco y el cráneo, se midan los resultados térmicos y se pueda evaluar la funcionalidad del acople del prototipo desarrollado, así como su viabilidad para uso clínico.

Agradecimientos

Esta investigación ha sido apoyada por la Generalitat Valenciana a través de las subvenciones “Programa Investigo, Mecanismo de Recuperación y Resiliencia” con referencia INVEST/2022/171, y las subvenciones EDGJID/2021/189, INNEST/2022/345 y CIAICO/2023/052. Esta investigación ha sido financiada por el Minsterio Español de Ciencia e Innovación y el Ministerio de Universidades con las ayudas RYC2021-034920-I, FPU19/00601 por la Agencia Estatal de Investigación PID2022-142719OB-C21 y CNS2023-145707 financiadas por MCIN/AEI/10.13039/501100011033 y por el FSE+.

Referencias

[1] Kubanek, J. (2018). Neuromodulation with transcranial focused ultrasound. *Neurosurgical Focus*. Vol. 44 (2).

[2] Fomenko, A. & Lozano, A.M. (2019). Neuromodulation and ablation with focused ultrasound – toward the future of noninvasive brain therapy. *Neural Regeneration Research*, Vol. 14 (9), pp. 1509-1510.

[3] Arulpragasam, R., Wout-Frank, M., Barredo, J., Faucher, C., Greenerg, B. & Philip, N. (2022). Low Intensity Focused Ultrasound for Non-invasive and Reversible Deep Brain in Neuromodulation – A Paradigm Shift in Psychiatric Research. *Frontiers in Psychiatry*, Vol. 13.

[4] Lee, K., Park, T.Y., Lee, W. & Kim, H. (2024). A review of functional neuromodulation in humans using low-intensity transcranial focused ultrasound. *Biomedical Engineering Letters*, Vol. 14, pp.407-438.

[5] Clement, G.T. & Hynynen, K. (2002). A non-invasive method for focusing ultrasound through the human skull. *Physics in Medicine & Biology*. Vol. 47 (8), pp. 1219-1236.

[6] Hertzberg, Y. & Navon, G. (2011). Bypassing absorbing objects in focused ultrasound using computer generated holographic technique. *Medical Physics*. Vol. 38 (12), pp. 6407-15.

[7] Elias, J., Huss, D., Voss, T., Loomba, J., Khaled, M. Zadicaro, E., Frysinger, R.C., Sperling, S.A., Wylie, S., Monteith, S.J., Druzgal, J., Shah, B.B., Harrison, M. & Wintermark, M. (2013). A pilot Study of Focused Ultrasound Thalamotomy for Essential Tremor. *The New England Journal of Medicine*. Vol. 369 (7), pp. 640-8.

[8] Maimbourg, G., Houdouin, A., Deffieux, T., Tanter M. & Aubry, J.F. (2018) 3D-printed adaptative lens as a disruptive technology for transcranial ultrasound therapy using single-element transducers. *Physics in Medicine & Biology*. Vol. 63 (2).

[9] Melde, K., Mark, A.G., Qiu, T., & Fischer P. (2016). Holograms for acoustics. *Nature*. Vol. 537, pp: 518-522.

[10] Hu, Z., Yang, Y., Xu L., Hao Y. & Chen H. (2022). Binary acoustic metasurfaces for dynamic focusing of transcranial ultrasound. *Frontiers in Neurosience*. Vol. 16.

[11] Jiménez-Gambín, S., Jiménez, N., Benlloch, J.M., & Camarena, F. (2019). Holograms to Focus Arbitrary Ultrasonic Fields through the Skull. *Physical Review Applied*. Vol. 12 (1).

[12] Andrés, D., Jiménez, N., Benlloch, J.M., & Camarena, F. (2022). Numerical Study of Acoustic Holograms for Deep-Brain Targeting through the Temporal Bone Window. *Ultrasound in Medicine & Biology*. Vol. 48 (5), pp. 872-886.

[13] Andrés D., Carrión, A., Camarena, F. & Jiménez, N. (2023). Methods to design and evaluate transcranial ultrasonic lens using acoustic holography. *Physical Review Applied*. Vol. 20 (4).

[14] Jiang, C., Li, D., Xu, F., Li, Y., Liu, C. & Ta. D. (2020). Numerical Evaluation of the Influence of Skull Heterogeneity on Transcranial Ultrasonic Focusing. *Frontiers in Neurosience*, Vol. 14.

[15] Angla, C., Larrat, B., Gennisson, J. & Chatillon, S. (2022). Transcranial ultrasound simulations: A review. *Medical Physics.* Vol. 50, pp. 1051-1072.

[16] Attali, D., Tiennot, T., Shafer, M., Frouragnan, E., Sallet, J., Caskey, C., Chen, R., Darmani, G., Bubrick, E., Butler, C., Stagg, C., Klein-Flügge, M., Verhagen, L., Yoo, S., Pauly, K & Aubry, J. (2022). Three-layer model with absorption for conservative estimation of the maximum acoustic transmission

coefficient through the human skull for transcranial ultrasound stimulation. *Brian Stimulation*, Vol. 16, pp. 48-55.

[17] Singh, A., Jiménez-Gambín, S. & Konofagou, E. (2024). An all-ultrasound cranial imaging method to establish the relationship between cranial FUS incidence angle and transcranial attenuation in non-human primates in 3D. *Scientific Reports*. Vol. 14.

[18] Park, T.Y., Pahk, K.J. & Kim, H. (2019). Method to optimize the placement of a single-element transducer for transcranial focused ultrasound. *Computer Methods and Programs in Biomedicine*. Vol. 179.

[19] Park, T.Y., Kim, H., Park, S.H., Chang, W.S., Kim, H. & Yoon, Y. (2022). Differential evolution method to find optimal location of a single element transducer for transcranial focused ultrasound therapy. *Computer Methods and Programs in Biomedicine.* Vol. 219.

[20] Fedorov A., Beichel R., Kalpathy-Cramer J., Finet J., Fillion-Robin J-C., Pujol S., Bauer C., Jennings D., Fennessy F., Sonka M., Buatti J., Aylward S.R., Miller J.V., Pieper S. & Kikinis R. (2012). 3D Slicer as an Image Computing Platform for the Quantitative Imaging Network, *Magnetic Resonance Imaging.* Vol. 30 (9), pp. 1323-1341.

[21] Schneider, U., Pedroni, E. & Lomax, A. (1996). The calibration of CT Hounsfield units for radiotherapy treatment planning. *Physics in Medicine & Biology*. Vol. 41 (1), p.111.

[22] Mast, T.D. (2000). Empirical relationships between acoustic parameters in human soft tissues. *Acoustics Research Letters Online*. Vol. 1 (2), pp. 37–42.

[23] Treeby, B. E. & Cox, B. T. (2010). k-Wave: MATLAB toolbox for the simulation and reconstruction of photoacoustic wave-fields. *Journal of Biomedical Optics.* Vol. 15 (2).

[24] Treeby, B. E., Jaros, J., Rendell, A. P. & Cox, B. T. (2012). Modeling nonlinear ultrasound propagation in heterogeneous media with power law absorption using a k-space pseudospectral method. *The Journal of the Acoustical Society of America.* Vol. 131 (6), pp. 4324-4336.

[25] Cobbold, R. S. C. (2007). *Foundations of Biomedical Ultrasound*, Oxford University Press, Oxford.

IT'S A MATCH! TUTORIAL PRÁCTICO PARA LA CREACIÓN DE CAPAS DE ADAPTACIÓN PARA TRANSDUCTORES TERAPÉUTICOS

Juan José Rodríguez-García [1]*, Josep Rodriguez-Sendra [1], José L. Alonso-Ramos [1], Noé Jiménez[1], Alejandro Cebrecos [1], Francisco Camarena [1]

[1] Instituto de Instrumentación para Imagen Molecular, Universitat Politècnica de València – Consejo Superior de Investigaciones Científicas, Camino de Vera S/N, 46022 València, Spain
*e-mail: juarodg9@i3m.upv.es

Resumen
Las capas de adaptación de impedancia acústica son un elemento clave en el diseño de transductores de ultrasonidos eficientes, puesto que facilitan que la energía generada durante la mecano-transducción se transmita hacia el exterior del actuador. En general, los materiales activos presentan una impedancia acústica mucho mayor que el medio exterior, como las cerámicas piezoeléctricas empleadas en aplicaciones biomédicas de los ultrasonidos. Para proporcionar una transmisión eficiente de la energía y mejorar el rendimiento electroacústico del sistema, comúnmente se emplean capas de adaptación de impedancia, como por ejemplo las capas de cuarto de longitud de onda. Sin embargo, pese a que los fundamentos son bien conocidos, la literatura es vaga en cuanto a los aspectos prácticos de su fabricación y diseño. En el presente trabajo explicamos de manera detallada un método para el diseño y fabricación de estas capas para emisores de ultrasonidos de potencia, prestando especial atención a las distintas resinas y dopados utilizados, así como en su caracterización, para finalmente obtener el deseado "match".

Palabras clave: capa de adaptación de impedancia, transductores de ultrasonidos, ultrasonidos terapéuticos, capa de adaptación.

Abstract
Acoustic impedance matching layers are a key element in the design of efficient ultrasonic transducers, since they facilitate the energy generated during mechanotransduction to be transmitted to the outside of the actuator. In general, active materials have a much higher acoustic impedance than the external medium, as in the case of piezoelectric ceramics used in biomedical ultrasound applications. To provide efficient energy transmission and improve the electroacoustic performance of the system, impedance matching layers, such as quarter-wavelength layers, are commonly employed. However, even though the fundamentals are well known, the literature is vague on the practical aspects of their design and fabrication. In this work we explain in detail a method for the design and fabrication of these layers for power ultrasonic emitters, paying special attention to the different resins and dopings used, as well as on their characterization, to obtain the desired match.

Keywords: impedance matching layer, ultrasound transducers, therapeutic ultrasound, matching layer.

PACS nº. 43.35

1 Introducción

Los transductores de ultrasonidos son una herramienta muy potente tanto a nivel industrial, test no destructivo, como a nivel médico, ya sean aplicaciones de imagen o terapia. La base de estas herramientas consiste en la transmisión de energía ultrasónica a través de un medio, así como su recepción. Al aplicar un campo eléctrico variable a un material piezoeléctrico, este se deforma o se expande en función de la dirección del campo. Cuando el campo eléctrico oscila, el material vibra a la mima frecuencia, y por tanto genera ondas acústicas que se transmiten a través del medio adyacente [1]. Sin embargo, la energía transmitida depende de la diferencia de impedancia acústica entre el piezoeléctrico y el material adyacente. Generalmente, los materiales piezoeléctricos más eficientes, como por ejemplo las cerámicas, son rígidas y densas, lo que resulta en un contraste elevado con materiales similares al agua como los tejidos biológicos, y en esta situación una gran parte de la energía se refleja dentro del propio elemento piezoeléctrico, resultando en una transmisión poco eficiente y un ancho de banda útil muy estrecho [2].

Para facilitar la transmisión de energía se pueden emplear, entre otras técnicas, capas de adaptación de impedancia. Estas capas, normalmente fabricadas a base de resinas dopadas de otros materiales para aumentar su impedancia, deben cumplir una serie de cualidades que mejoran la eficiencia en la transmisión de la energía. La primera consiste en que, en el caso de una única capa, su grosor sea igual a un cuarto de la longitud de onda de la frecuencia a la que se emite, pues en estas condiciones las ondas internas interfieren constructivamente en la dirección de salida del material, y destructivamente en la opuesta. Otra cualidad consiste en utilizar un material con una impedancia acústica concreta, y puesto que es difícil encontrar materiales con valores concretos de impedancia, comúnmente se emplean estrategias de dopado para ajustar los valores de densidad y velocidad de propagación, por ejemplo, empleando resinas epoxi dopadas de tungsteno para aumentar su densidad [3]. Existe mucha literatura sobre los fundamentos teóricos, pero escasean a la hora de detallar un proceso de creación y diseño funcional. En el presente documento se detalla, paso a paso, un método para el diseño y fabricación de estas capas de adaptación y su caracterización para transductores de ultrasonidos de alta intensidad y aplicaciones biomédicas.

2 Base teórica para la realización de una capa de adaptación

Para la realización de una capa de adaptación hay que tener claros los siguientes conceptos que nos ayudaran a elegir el material y las dimensiones adecuadas de este. El tipo de elemento activo que se va a utilizar, las características de este, impedancia acústica. El tipo de medio al que van a ser radiadas las ondas acústicas y las características de este medio de propagación. A partir de estos conocimientos podemos empezar a diseñar la capa de adaptación siguiendo los modelos de transmisión.

2.1 Modelo de transmisión de una onda acústica entre medios con capa de adaptación

Es importante conocer cómo se comporta una onda acústica al cambiar de medio, así como qué ocurre al añadir esta capa intermedia [3] [4]. A partir de las condiciones de continuidad de presión y velocidad entre las ondas incidentes, transmitidas y reflejadas, es posible calcular el coeficiente de transmisión de intensidad acústica.

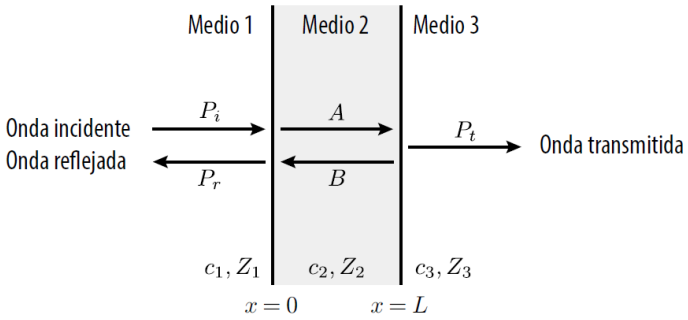


Figura 1 – Transmisión de una onda a través de varios medios.

Cuando situamos una capa de material sitiada entre dos medios diferentes, como en el caso de una capa de adaptación que separa un material piezoeléctrico y otro medio, el coeficiente de transmisión de energía viene dado por

$$T = \frac{4}{2+\left(\frac{Z_3}{Z_1}+\frac{Z_1}{Z_3}\right)(k_2 L)+\left(\frac{Z_2^2}{Z_1 Z_3}+\frac{Z_1 Z_3}{Z_2^2}\right)(k_2 L)}, \quad (1)$$

dónde Z_1 es la impedancia del material piezoeléctrico, Z_3 es la impedancia del medio a emitir; Z_2, k_2 y L son la impedancia, número de onda y longitud de la capa de adaptación. La impedancia acústica característica de los materiales viene dada $Z = \rho c$, dónde ρ es la densidad del material. Cuando $Z_1 > Z_2 > Z_3$, el coeficiente de transmisión es máximo cuando la impedancia acústica de la capa y su espesor cumplen las siguientes condiciones:

$$Z_2 = \sqrt{Z_1 Z_3}, \quad (2)$$

$$L = \frac{\lambda}{4} = \frac{c}{4f}, \quad (3)$$

siendo λ la longitud de onda, c la velocidad de propagación en la capa y f la frecuencia de excitación. A partir de este modelo podemos realizar el diseño de una capa de adaptación para maximizar la transmisión acústica.

Partiendo de las características óptimas de impedancia acústica del material de la capa de adaptación, es necesario buscar un material físico que se adecúe a este valor. La búsqueda de materiales para la capa de adaptación puede realizarse a través de bases de datos o a través de medidas de velocidad y densidad de los materiales de interés. Pero en muchas ocasiones no es posible encontrar un material que presente una impedancia con un valor igual al óptimo. Por este motivo, para cumplir la condición dada por la Ec. (2), se utilizan dopantes para ajustar las propiedades físicas del material.

Por otro lado, generalmente la frecuencia de excitación viene determinada por la aplicación, por lo que, una vez seleccionado el material, la condición de espesor, Ec. (3), se cumple diseñando la capa de adaptación con un grosor específico.

2.2 Estimación de la impedancia acústica en función de materiales dopantes

Para conocer la cantidad óptima de material utilizado en la elaboración de la capa basada en una resina y un material dopante podemos aplicar el modelo de Devaney&Levine (D&L) [5-6]. Este modelo caracteriza la impedancia de una matriz elástica (resina) contaminada con una distribución aleatoria de esferas elásticas (dopante), considerando expresiones efectivas para el módulo de compresibilidad y el módulo de cizalla de los materiales. El modelo se basa en la teoría de dispersión múltiple [10] para

encontrar los parámetros efectivos del medio elástico bifásico. Para una distribuciones aleatorias de inclusiones más pequeñas que la longitud de onda, considerando dispersión múltiple, obtenemos en el material efectivo las relaciones de dispersión para los modos longitudinales y transversales dadas por

$$\left(K_0 + \frac{4}{3}\mu_0\right)k_c^2 - \omega\rho_0 - 4\pi m\rho_e\left(\frac{\omega^2}{k_c^2}\right)A(k_c) = 0,$$

$$\mu_0 k_s^2 - \omega^2\rho_0 - 4\pi m\rho_e\left(\frac{\omega^2}{k_s^2}\right)B(k_s) = 0, \tag{4}$$

donde k_c y k_s son los números de onda longitudinales y transversales en el medio efectivo, K_0, μ_0 y ρ_0 son el módulo de compresibilidad, módulo de cizalla y densidad de la matriz, respectivamente, (resina), $\omega = 2\pi f$, m el valor medio del número de inclusiones por unidad de volumen, y $A(k_c)$ y $B(k_s)$ son las amplitudes de las ondas longitudinales y transversales dispersadas por un único dispersor. Asumiendo que los dispersores son pequeños, aproximación de Rayleigh, podemos obtener los parámetros efectivos de forma implícita [5]

$$K^e = K_0 + C\frac{(3K^e+4\mu^e)\delta K}{3K^e+4\mu^e+3\delta K}, \tag{5}$$

$$\mu^e = \mu_0 + C\frac{5(3K^e+4\mu^e)\mu^e\delta\mu}{(15K^e+20\mu^e)\mu^e+6(K^e+2\mu^e)\delta\mu}, \tag{6}$$

$$\rho^e = \rho_0 + C\delta\rho, \tag{7}$$

donde K^e μ^e y ρ^e son el módulo de compresibilidad, módulo de cizalla y densidad del medio efectivo, $\delta K = K' - K_0$, $\delta\mu = \mu' - \mu_0$ y $\delta\rho = \rho' - \rho_0$, K', μ' y ρ' módulo de compresibilidad, módulo de cizalla y densidad de las inclusiones, y C la concentración en volumen de las inclusiones. En el límite de dispersión débil, es decir, cuando los valores de elasticidad del material final son similares al de la matriz, estas expresiones se simplifican al modelo Kuster-Toksöz (K&T) dado por

$$K^e = K_0 + C\frac{(3K^e+4\mu_0\delta K)}{3(K_0-\delta K)+4\mu^e+3\delta K}, \tag{6}$$

$$\mu^e = \mu_0 + C\frac{6\mu^e(K_0+2\mu_0)\delta\mu}{6(\mu_0-\delta\mu)(K_0+2\mu_0)+\mu_0(9K_0+8\mu_0)}, \tag{7}$$

$$\rho^e = \rho_0 + C\delta\rho, \tag{8}$$

que es válido en la aproximación de dispersión simple.

El total de la concentración de dopante en la resina se caracteriza a partir de la formulación de una disolución, donde se estima, en volumen, la proporción o cantidad de soluto. Para este caso, el soluto serán las inclusiones y la resina el disolvente:

$$C = \frac{M'/\rho'}{(M'/\rho'+M_0/\rho_0)}, \tag{9}$$

donde M' y M_0 son la masa de las inclusiones y la resina, respectivamente. Por tanto, podemos obtener una aproximación de los módulos elásticos y densidad del medio efectivo en función de un porcentaje de dopado. Después, los valores de velocidad de propagación de las ondas longitudinales y transversales en el medio efectivo vienen dadas por:

$$c_L = \sqrt{\frac{K^e+\frac{4}{3}\mu^e}{\rho^e}}, \tag{10}$$

$$c_S = \sqrt{\frac{\mu^e}{\rho^e}}, \tag{11}$$

y la impedancia acústica característica para las ondas longitudinales y transversales es

$$Z_L = c_L \rho^e, \tag{12}$$

$$Z_S = c_S \rho^e, \tag{13}$$

respectivamente.

2.3 Caracterización experimental

Las propiedades acústicas se han caracterizado experimentalmente en diferentes materiales empleando resinas dopadas empleando moldes de silicona de una geometría conocida. Se han empleado técnicas de eco-impulso para estimar la velocidad de propagación de los modos longitudinales. La velocidad de propagación de las ondas longitudinales en el material compuesto viene dada por

$$c_L = 2L/T, \tag{14}$$

donde T es el tiempo de vuelo medido en reflexión, y L el espesor de la muestra. Por otro lado, la densidad efectiva se puede estimar midiendo el volumen de la pieza y su masa.

3 Validación del diseño

Se ha realizado un estudio de varias resinas y materiales dopantes para verificar el modelo. Las resinas utilizadas han sido (a) Epo-Tek 301, (b) Royapox 5050 CD, y (c) Weicon MS 1000. Como dopantes se ha utilizado (a) Alumina (Al_2O_3), (b) Tungsteno y (c) Óxido de Cerio (CeO_2).

Empleando el modelo D&L, y cogiendo como ejemplo la resina Epo-Tek 301 y tungsteno como dopante, podemos estimar las propiedades mecánicas en función del porcentaje de material dopante. La Fig. 2 muestra un ejemplo para la resina Epo-Tek 301 y tungsteno, donde se muestran las estimaciones del modelo D&L y K&T, junto con dos resultados experimentales para ausencia de dopado y dopado al 17% en volumen. Podemos observar cómo ambos modelos (D&L y K&T) se ajustan a los resultados experimentales de la resina en ausencia de dopado. Sin embargo, al introducir el dopado el modelo D&L describe mejor los datos. Es importante señalar que, para altas concentraciones, como la mostrada, las suposiciones de dispersión simple en las que se basa el modelo K&T no se cumplen, por lo que es aconsejable emplear el modelo D&L.

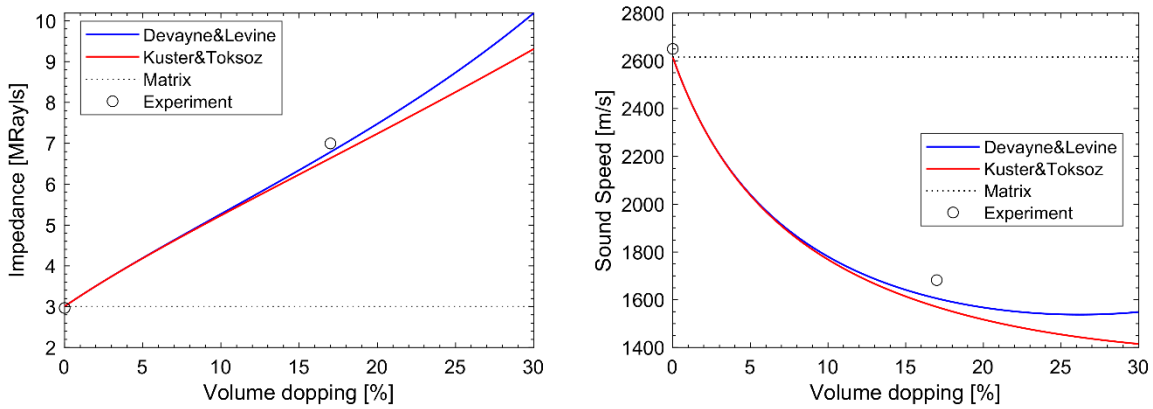


Figura 2 – Velocidad de las ondas longitudinales e impedancia obtenida con el modelo para diferentes valores de dopado.

Tabla 1 – Parámetros efectivos de los compuestos medidos experimentalmente (Exp.) y estimados empleando el modelo Devayne&Levine (D&L).

Resina (Matriz)	Dopante (% volumen)	ρ [D&L] (g/cm^3)	ρ [Exp.] (g/cm^3)	c_L [D&L] (m/s)	c_L [Exp.] (m/s)	Z_L [D&L] (MRayls)	Z [Exp.] (MRayls)
Weicon MS 1000	Sin Dopante	1,10	1,11	2826	2587	3,11	2,87
Weicon MS 1000	Al2O3 (20%)	1,66	1,62	2707	2635	4,49	4,27
Weicon MS 1000	Tungsteno (3%)	1,65	1,68	2358	2327	3,88	3,9
Epo-Tek 301	Sin Dopante	1,12	1,12	2650	2650	2,97	2,97
Epo-Tek 301	Al2O3 (30%)	1,95	1,90	2834	2823	5,54	5,37
Epo-Tek 301	Tungsteno (17%)	4,20	4,16	1610	1682	6,77	7
Epo-Tek 301	CeO2 (18%)	2,43	2,03	2184	2282	5,31	4,63
Royapox 5050 CD	Sin Dopante	1,55	1,52	2962	2657	4,59	4,05
Royapox 5050 CD	Al2O3 (10%)	1,79	1,73	2970	2952	5,30	5,11
Royapox 5050 CD	Tungsteno (12%)	3,67	3,39	2107	2029	7,74	6,89
Royapox 5050 CD	CeO2 (12,6%)	2,32	2,11	2658	2679	6,16	5,66

En la Tabla 1 se muestran los parámetros efectivos de los compuestos medidos experimentalmente (Exp.) y estimados empleando el modelo Devayne&Levine (D&L). Como se observa, el modelo D&L para el material bifásico se ajusta a los resultados experimentales. Pese a que existe un cierto grado de desacuerdo, los errores en la estimación de los modelos para estos materiales presentan una mediana menor del 3% para la velocidad de propagación, y menores del 5% para la estimación de la impedancia. Los errores medios son ligeramente superiores, pero menores del 5% para la estimación de la velocidad de propagación y menores del 7% para la estimación de la impedancia. En los resultados mostrados, se observa un mayor error al emplear cantidades de dopante elevadas (>20% en volumen), sin embargo, proporciones de interés para obtener impedancias cercanas a las óptimas para acoplar un piezo eléctrico y agua, como la resina Epo-Tek 301 al 17% de tungsteno, presentan un error respecto del modelo del 3%.

De manera práctica, se recomienda ensayar distintas concentraciones alrededor del requerido para acabar de ajustar la capa con los valores de impedancia óptima para la aplicación requerida y, de esta manera, calcular el grosor correcto de la capa en base a la velocidad de propagación de las ondas longitudinales medida experimentalmente.

4 Caso práctico

Para el caso que describiremos a continuación, consideraremos como elemento activo del sistema una cerámica dura (PIC-181) fabricada por PI Ceramic de frecuencia de resonancia en modo espesor

650 kHz, espesor de 3,3 mm y diámetro de 65 mm. Como objetivo, diseñaremos una adaptación de impedancia para maximizar la transmisión de ondas acústicas en agua.
Comúnmente, la velocidad de propagación y la densidad de la cerámica podemos encontrarla en la hoja técnica del material. En su defecto, estos parámetros se pueden medir experimentalmente, por ejemplo, mediante la técnica de eco-impulso. Con estos valores, calcularemos la impedancia acústica característica. Teniendo en cuenta que la impedancia acústica del agua es 1,5 MRayls, y de acuerdo con la Ec. (2), la impedancia óptima de la capa de adaptación tendrá una impedancia acústica de unos 7 MRayls.

Este valor es imposible de alcanzar con algunos materiales, ya que las cantidades necesarias de material contaminante es tal que la mezcla no homogeneizaría. Sin embargo, es posible empleando la resina Epo-Tek 301 (Epoxy Technology, Billerica, MA) y tungsteno (Elmet Technologies, Lewiston, Maine) como material dopante, que será la composición que emplearemos en esta demonstración práctica. La velocidad de propagación estimada de la capa la podemos conocer gracias al modelo D&L. Así, podemos calcular que la longitud de la capa para una cerámica de 650 kHz, siguiendo la Ec. (3), es de 647 µm.

4.1 Elaboración de una capa de adaptación

Llegados a este punto conocemos las cantidades adecuadas de resina y dopante para la impedancia requerida. Es aconsejable tener cada elemento por separado ya preparado. Durante el proceso de elaboración necesitaremos lo siguiente: Varilla de vidrio, vasos precipitadores, cuentagotas, bomba de vacío, horno, balanza de precisión, guantes de nitrilo, papel, mondadientes, folio, lámina de poliéster, y cinta adhesiva.

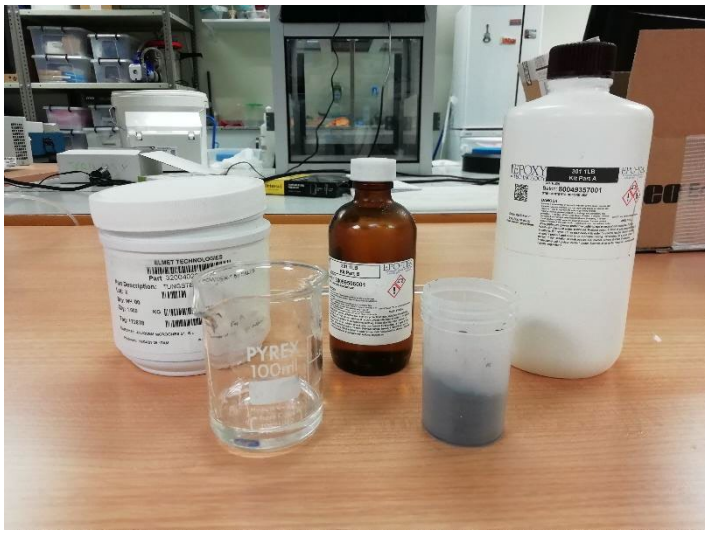


Figura 3 – Materiales para mezcla.

4.2 Proceso de mezclado

En primer lugar, mediremos las cantidades de resina (parte A), endurecedor, o catalizador, (parte B) y material dopante (tungsteno). Posteriormente, seguiremos los siguientes pasos:

I. En un vaso precipitador introducimos la resina (parte A) y, con ayuda de una varilla, empezamos a mezclarlo con el tungsteno poco a poco, a una velocidad constante y no muy alta, ya que

debemos evitar la aparición de burbujas. Es importante tener en cuenta que, para estos valores de impedancia, las cantidades de material dopante son muy altas, por lo que es aconsejable que se vayan añadiendo pequeñas cantidades de tungsteno y mezclándolo con la resina progresivamente. Añadir todo el dopante a la vez puede suponer la no homogeneización de ambas partes, creando una especie de pasta con burbujas que se hará difícil de manipular [7].

II. Con la mezcla bien homogénea, añadimos el endurecedor. Dependiendo de la cantidad total de resina que se haga, puede ser de utilidad utilizar un cuentagotas para medir la cantidad exacta. El endurecedor reduce enormemente la densidad de la mezcla, momento que podemos aprovechar para acabar de mezclar todas las partes, entonces aumentará la viscosidad y comenzará el proceso de curado de la resina.

III. Horneamos a baja temperatura (35°C) durante cinco minutos. Este proceso aumenta la solubilidad. Por lo que aprovecharemos de nuevo para mezclar tras el horneado unos tres minutos.

IV. Introducimos la mezcla final en una cámara de vacío para eliminar las posibles burbujas de aire y otros gases. Tanto entre las mismas partículas del polvo de tungsteno, como durante la agitación en el proceso de mezclado, pueden aparecer burbujas de aire que se han de evitar para la correcta transmisión de las ondas acústicas a través del material. Este proceso genera una excitación en las partículas que conforman la mezcla, provocando resultados adversos, por lo que no es recomendable presiones superiores a 1,5 Pa [8]. El tiempo que podemos dejar la mezcla en vacío dependerá del tiempo de *pot life* de la resina que utilicemos. Este factor nos indica el tiempo que tarda la resina en endurecerse.

4.3 Aplicación de la mezcla en las cerámicas planas y curado posterior

Existen muchos métodos para aplicar la capa a la cerámica. Podemos utilizar moldes para crear las capas con la forma y la altura deseadas y luego adherirlas a la cerámica con algún adhesivo. Pero de esta manera corremos el riesgo de que quede aire entre ambas partes. Además, estamos añadiendo una capa extra en el recorrido que hace la onda que no teníamos previsto en nuestro estudio previo y puede afectar de manera negativa en la eficiencia del transductor. Para frecuencias altas (>3 MHz), las capas son tan pequeñas que no se pueden construir de manera manual. Para ello, pueden mecanizarse mediante técnicas de procesado por control numérico, utilizar técnicas como el *spin coatting* [9] o pulverizadas, creando poco a poco capas nanométricas hasta alcanzar la longitud deseada.

Aquí se propone un método para cerámicas que emiten desde los 250 kHz hasta los 3 MHz. Este método consiste en utilizar unas piezas de apoyo del tamaño de la longitud de la capa en las que apoyaremos la cerámica tras verter la mezcla en una lámina de plástico. Dejando que la resina dopada cure a temperatura ambiente consiguiendo que se pegue a la cerámica sin necesidad de ningún adhesivo extra. A continuación, se detalla el proceso:

I. Preparamos una hoja de papel en la que dibujamos el contorno de la cerámica para que nos sirva de guía. A la hoja, adherimos una lámina de poliéster por uno de los laterales con cinta adhesiva, como si de un libro se tratase. La lámina de poliéster, aparte de ayudarnos a que la resina no se adhiera a otra superficie, hará que el acabado final no tenga imperfecciones de ningún tipo, como se muestra en la Fig. 4 (a).

II. En la lámina de poliéster pegamos con cinta las piezas de apoyo, como se muestra en la Fig. 4 (b). Estas piezas deben tener el grosor de la capa de adaptación. Es importante que los puntos en el que se apoye la cerámica sean los mínimos posibles. Así evitamos tapar el mínimo de superficie de la cerámica, ya que estos puntos de apoyo quedarán enterrados en la misma resina. En nuestro caso hemos impreso estas piezas con resina en una impresora 3D.

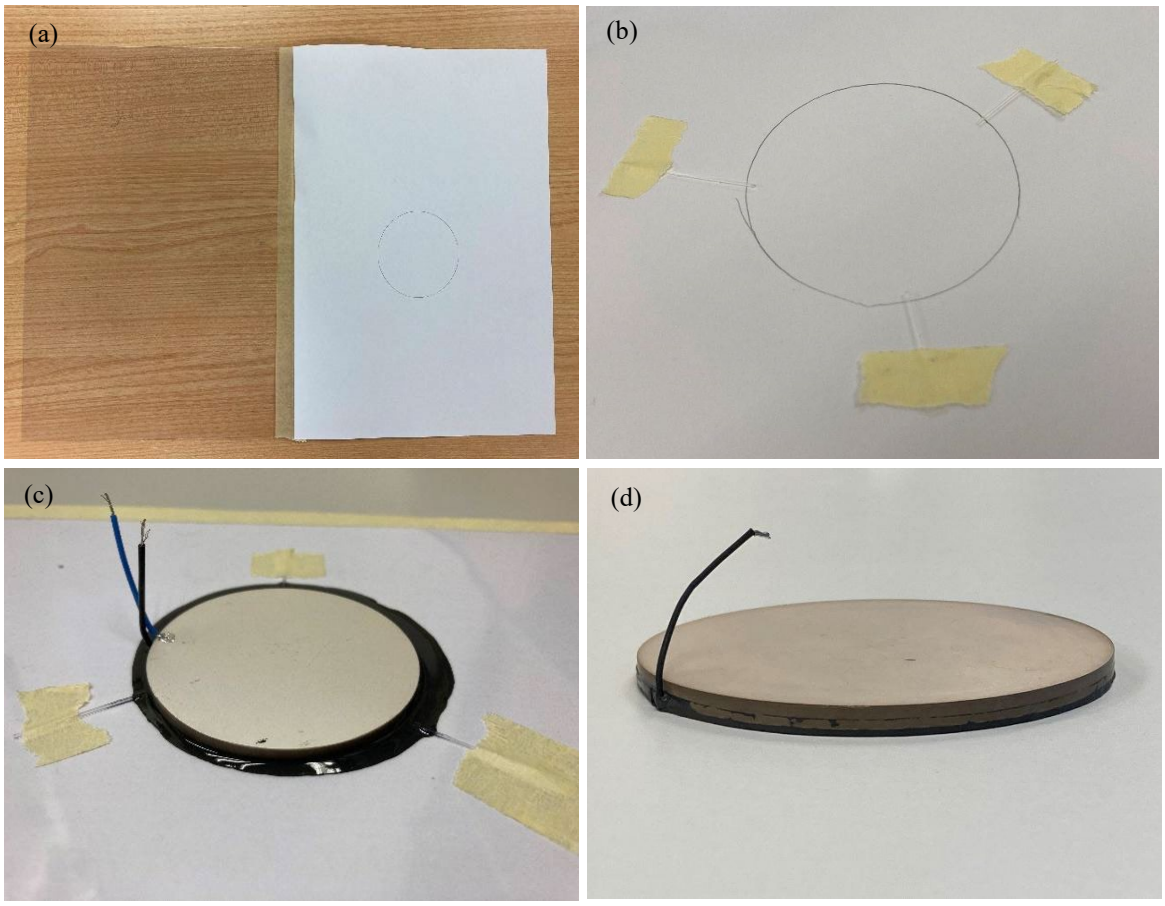


Figura 4 – (a) Folio con lámina de poliéster. (b) Puntos de apoyo para la cerámica. (c) Cerámica distribuyendo la resina en toda su superficie. (d) Cerámica con capa de adaptación.

III. Vertemos la resina encima de la lámina con las piezas adheridas hasta cubrir la superficie dibujada.
IV. Usando unos guantes para no contaminar la cerámica o ensuciarnos con la resina, cogemos la cerámica y la apoyamos en las piezas. En este caso no será necesario, pero es aconsejable utilizar algo que presione la cerámica contra las piezas para asegurarnos que llega a tocar las piezas (con cuidado de no ejercer demasiado peso para no romper la cerámica), como se muestra en la Fig. 4 (c).
V. Depende de la resina, pero pasadas unas horas podremos comprobar que la mezcla empieza a endurecerse. En ese momento podemos ir marcando con un mondadientes alrededor de la cerámica, creando un socavón.
VI. Finalmente, pasado el tiempo de curación, podemos retirar la cerámica con la capa de adaptación adherida. Con ayuda de unos alicates y lija podemos eliminar las imperfecciones alrededor, como se muestra en la Fig. 4 (d).

4.4 Caracterización

Una vez lista la cerámica con su capa de adaptación debemos caracterizarla de manera que podamos asegurar que se ha realizado correctamente. Para ello, podemos medir con un calibrador electrónico el grosor total de la cerámica y la capa. Siendo conocida la altura de la cerámica, es fácil obtener el grosor

final de la capa de adaptación. Otro método puede ser el de utilizar la técnica de eco-impulso de nuevo para medir la longitud recorrida por la onda. Siendo conocida la velocidad de la mezcla y el tiempo de vuelo, es sencillo obtener la longitud gracias a la Ec. (14).

Tabla 2 – Espesor de la capa de adaptación optima y obtenido experimentalmente.

Espesor capa óptima (mm)	Espesor cerámica (mm)	Espesor cerámica + capa (mm)	Espesor capa (mm)
0,647	3,3	3,95 ± 0,054	0,65 ± 0,054

Los resultados del espesor de la cerámica muestran un error por debajo del 1%, por lo que podemos afirmar que se trata de un método simple pero robusto. El error puede deberse a que las piezas utilizadas como soporte no sean exactamente del tamaño deseado. En este caso, las piezas han sido impresas en 3D. Las impresoras utilizadas (Form 3+, FormLabs), presentan una resolución de capa de 0.025 mm, pero es posible que las piezas presenten cierta deformación respecto del modelo, especialmente cuando necesitamos piezas muy finas.

Recomendamos hacer siempre algo de mezcla extra para hacer una pieza para su caracterización, de esta manera conoceremos siempre las propiedades de nuestra mezcla, ya que es difícil acertar con la misma cantidad siempre. Parte del material dopante puede quedarse en el recipiente en el que lo pesamos para luego mezclarlo, por ejemplo.

Otra manera de caracterizar la cerámica es midiendo las curvas de impedancia antes y después de la aplicación de la capa. La Figs. 5 (a, b) muestran en valor absoluto de la impedancia y de la admitancia eléctrica, respectivamente, medida experimentalmente antes y después de aplicar la capa de adaptación. Ambas medidas están realizadas en agua.

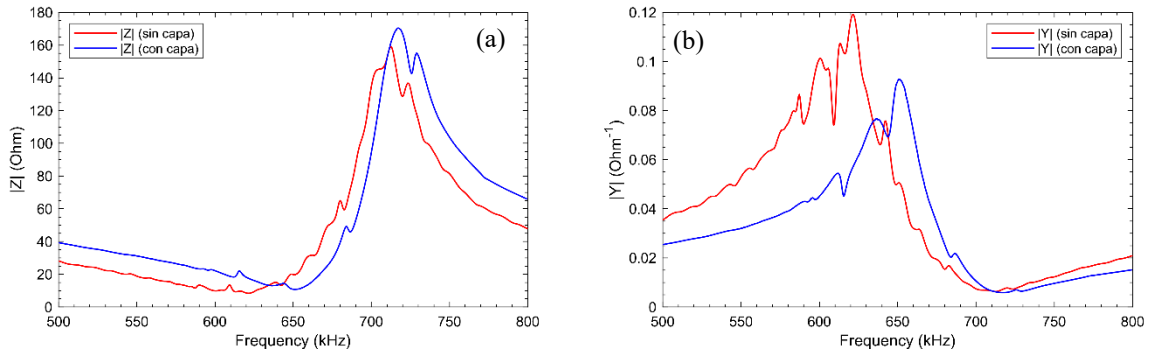


Figura 5 – (a) Curvas de impedancia y (b) admitancia eléctrica medidas experimentalmente.

De esta manera podemos medir y comparar el factor de calidad de ambas curvas. Podemos observar que la curva analizada con la capa de adaptación es más ancha, teniendo un factor de calidad menor. Esto implica que hay más pérdidas ya que se está transmitiendo más energía al medio. También observamos cómo se modifica la frecuencia de resonancia y la aparición de un doble pico por la modulación creada del pulso [11].

5 Conclusión

En el presente documento se detallan los pasos realizados para el diseño, elaboración y caracterización de una capa de adaptación para transductores de ultrasonidos terapéuticos. Se ha detallado el modelo

seguido para la estimación de los parámetros efectivos del material de la capa compuesto por una resina dopada, y se ha comprobado experimentalmente que proporciona valores que se ajustan a las propiedades acústicas del material bifásico. Posteriormente, se ha mostrado un ejemplo de realización, teniendo en cuenta las propiedades acústicas de cada elemento, y un método concreto para la elaboración de la capa, verificando el resultado obtenido.

Se puede comprobar que existe una cierta discrepancia entre el modelo y los valores medidos experimentalmente, de en torno al 5% en el valor de impedancia acústica efectiva. En el caso de que el margen error no fuese aceptable, se debería experimentar hasta conseguir el valor deseado variando la concentración de material dopante utilizado en la mezcla. Una vez obtenido el valor deseado y caracterizado para conseguir una mejor eficiencia en la transmisión de energía mecánica.

Agradecimientos
Esta investigación ha sido financiada por el Ministerio de Ciencia e Innovación español con la subvención RYC2021-034920-I, la Agencia Estatal de Investigación con las subvenciones PID2022-142719OB-C21 y CNS2023-145707 financiadas por MCIN/AEI/10.13039/501100011033, por la Agencia Valenciana de la Innovació proyectos INNVA2/2022/11, INNVA1/2022/37, INNVA1/2020/92, y por la Generalitat Valenciana contrato CIAICO/2023/052 e IDIFEDER/2021/004.

Agradecemos a Miguel Jesús García Hernández por compartir con nuestro equipo su experiencia, conocimiento y su saber hacer en la elaboración y diseño de transductores de ultrasonidos, durante colaboraciones en proyectos científicos, pero también de manera desinteresada. El método de fabricación descrito en la sección 4.3, que venimos depurando durante varios años, fue compartido inicialmente por MJGH con nuestro equipo.

Referencias

[1] Jacques Curie and Mme Pierre NULL Curie. Phénomènes électriques des cristaux hémièdres à inclinées. *J. Phys. Theor. Appl.*, 1(1):245–251, 1882.

[2] Peter R Hoskins, Kevin Martin, and Abigail Thrush. *Diagnostic ultrasound: physics and equipment*. CRC Press, 2019.

[3] Mark Draheim and Wenwu Cao. Finite element and experimental study of impedance matching layer optimization. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, 04 1997.

[4] FB STUMPF. Analytical acoustics(book). *Ann Arbor, MI, Ann Arbor Science Publishers, Inc., 1980. 300 p,* 1980.

[5] A. J. Devaney and H. Levine. Effective elastic parameters of random composites. *Applied Physics Letters*, 37(4):377–379, 1980.

[6] F. Adrián F. Tojo. Funciones de green para ecuaciones diferenciales con involuciones. 11 2014.

[7] Masahiro Kozako, Yoshimichi Ohki, Masanori Kohtoh, Shigemitsu Okabe, and Toshikatsu Tanaka. Preparation and various characteristics of epoxy/alumina nanocomposites. *Ieej Transactions on Fundamentals and Materials,* 126:1121–1127, 01 2006.

[8] Haifeng Wang, Timothy Ritter,Wenwu Cao, and K. Shung. Passive materials for high-frequency ultrasound transducers. *Proc SPIE,* 3664:35–42, 06 1999.

[9] Zhou QF, Cha JH, Huang Y, Zhang R, Cao W, Shung KK. Alumina/epoxy nanocomposite matching layers for high-frequency ultrasound transducer application. *IEEE Trans. Ultrason. Ferroelectr. Freq. Control 2009,* 56, 213–219.

[10] A. J. Devaney. Nonuniqueness in the inverse scattering problem. *Journal of Mathematical Physics,* 19:1526–1531, 1977.

[11] Persson, H.W., Hertz, C.H.: Acoustic impedance matching of medical ultrasound transducers. *Ultrasonics* 23(2), 83–89 (1985)

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

SINGLE-DETECTOR PHOTOACOUSTIC TOMOGRAPHY

Irene Pi-Martín, Alejandro Cebrecos, Juan J. García-Garrigós, Noé Jiménez

Instituto de Instrumentación para Imagen Molecular (i3M), Universitat Politècnica de València-Consejo Superior de Investigaciones Científicas, Avenida de los Naranjos s/n, 46022 Valencia, Spain

irpimar@upv.es

Resumen

La codificación espacial, basada en el cálculo del tiempo de vuelo de las señales fotoacústicas registradas en múltiples posiciones, suele adoptarse para reconstruir imágenes de tomografía fotoacústica. También puede adoptarse una alternativa sencilla y provechosa basada en la codificación temporal, que permite reducir drásticamente el número de elementos sensores, incluso hasta un único elemento de registro. Para llevar a cabo el proceso de reconstrucción utilizando una única forma de onda, se necesitan réplicas de la señal original. Éstas pueden generarse mediante diferentes estrategias, como elementos dispersores o reflectantes, o a través de cavidades reverberantes. En este trabajo, se ha diseñado una cavidad reverberante equipada con difusores acústicos en sus paredes para maximizar el espectro angular de las señales registradas, mejorando así la resolución de la reconstrucción. Se ha realizado un estudio de simulación numérica sobre el efecto del tiempo de grabación y el tamaño del detector, analizando la resolución lateral y axial y la relación señal-ruido (SNR) de las reconstrucciones.

Los resultados muestran que un mayor tiempo de registro mejora tanto la resolución lateral como la SNR de las imágenes, sin embargo, no tiene un gran efecto sobre la resolución axial. Por otro lado, se observa que detectores más pequeños mejoran la resolución lateral de la imagen, aunque no parece tener tanta importancia sobre la resolución axial o la SNR.

Palabras clave: tomografía fotoacústica, difusores, monoelemento

Abstract

Spatial encoding, based on calculating the time-of-flight of photoacoustic signals recorded at multiple positions, is typically adopted to reconstruct photoacoustic tomography images. A simple and cost-effective alternative based on temporal encoding can also be adopted, allowing a dramatic reduction in the number of sensing elements, even up to a single registration element. To perform the reconstruction process using a single waveform, replicas of the original signal are required. These can be generated through different strategies, such as scattering or reflecting elements, or through reverberant cavities. In this work, a reverberant cavity equipped with acoustic diffusers on its walls has been designed to maximize the angular spectrum of the recorded signals, thus improving the resolution of the reconstruction. A numerical simulation study has been carried out regarding the effect of the recording time and the size of the detector, analyzing the lateral and axial resolution and the signal-to-noise ratio (SNR) of the reconstructions.

Results show that longer recording times improve both the lateral resolution and the SNR of the images until they become plateaued, however it has no great effect on the axial resolution. On the other hand, it is observed that smaller detectors improve the lateral resolution of the image, although it does not seem to have as much importance on the axial resolution or the SNR.

Keywords: photoacoustic tomography, diffusers, single element.

PACS nº. 43.35.Ud, 43.60.Tj, 43.20.El

1 Introducción

Para obtener imágenes de tomografía fotoacústica (PA), los cromóforos existentes en el tejido se excitan mediante pulsos láser y sufren una expansión termoelástica que genera ondas ultrasónicas. Dado que el tejido biológico es un medio elástico, el aumento de presión se propaga como un pulso ultrasónico y puede detectarse en el límite del tejido. La imagen de la distribución inicial de presión, proporcional a la densidad de energía óptica absorbida por cromóforos como la hemoglobina o la melanina, puede reconstruirse posteriormente a partir de estas mediciones resolviendo el problema inverso [1].

Las configuraciones tradicionales de tomografía PA requieren complejos arrays de transductores ultrasónicos para registrar la información necesaria para la reconstrucción, dando lugar a sistemas complejos y costosos [2].

En este contexto, la tomografía con monoelemento empleando la codificación espaciotemporal, emerge como una solución innovadora para simplificar el sistema de adquisición [3]. La utilización de una cavidad reverberante permite que las ondas ultrasónicas generadas por la absorción de pulsos láser se reflejen múltiples veces dentro de la cavidad, creando patrones de interferencia complejos. Mediante la codificación espaciotemporal, es posible descomponer estas señales reverberantes en sus componentes originales, permitiendo así la reconstrucción de las imágenes a partir de un único transductor. Este enfoque no solo reduce significativamente la cantidad de hardware requerido, sino que también puede mejorar la accesibilidad y la portabilidad de los sistemas.

Considerando las simetrías de una cavidad rectangular, no es posible determinar unívocamente la localización de una fuente puntual para algunas posiciones del detector, ya que fuentes puntuales en dos posiciones diferentes pueden dar secuencias de pulsos y ecos idénticos. Así, para localizar las fuentes inequívocamente, se puede recurrir a medios ergódicos, donde la respuesta impulsiva de cada punto del espacio tenga una firma característica e irrepetible.

Recientemente se han propuesto diferentes configuraciones para lograr este tipo de medios para imagen PA, como hacer pasar el pulso PA a través de un medio caótico [4], aplicar un reflector a 45º del detector para duplicar la cobertura de detección [5] o encerrar la señal PA en cavidades de caras no paralelas [6].

Fuera del ámbito de la imagen médica, se ha propuesto el uso de metasuperficies para la mejora del espectro angular reflejado en una cámara reverberante electromagnética [7], demostrando una mejora en la uniformidad del campo al recubrir una de las paredes de la cámara con una metasuperficie. Este concepto puede ser aplicado a la tomografía PA con transductor monoelemento, posibilitando la obtención de imágenes cuya resolución espacial no dependa de la posición en la cámara, ya que, teóricamente, una cavidad reverberante ergódica sería equivalente a disponer de un sensor con una apertura efectiva infinita, permitiendo una reconstrucción óptima.

En este trabajo, se propone emplear difusores acústicos de tipo *Quadratic Residue Diffuser* (QRD) [8] que recubran las paredes de una cavidad rectangular, dotándola de la ergodicidad suficiente como para ser capaces de situar unívocamente fuentes puntuales en el interior de la cavidad. Para probar la viabilidad de este tipo de cavidades para tomografía fotoacústica empleando un único elemento sensor, se ha realizado un estudio numérico comparando las reconstrucciones obtenidas en una cavidad rectangular, una cavidad de Sinai (referencia de cavidad ergódica) [9] y una cavidad equipada con difusores QRD en sus paredes. Además, se ha estudiado el impacto de la longitud de la ventana temporal de registro y del tamaño del sensor monoelemento para los tres tipos de cavidades.

El trabajo se estructura de la siguiente manera, la Sección 2 describe el procedimiento seguido y las herramientas utilizadas para los dos estudios. La Sección 3 muestra y discute los resultados de los dos estudios realizados. Finalmente, la Sección 4 presenta las principales conclusiones del trabajo.

2 Métodos

2.1 Diseño de las cavidades

Se han simulado cavidades bidimensionales de 60.4 x 80 mm con paredes de material quasi-rígido, de velocidad de propagación $c = 5000$ m/s y densidad $\rho = 12000$ kg/m^3. En la parte superior (una de las caras de 60.4 mm) se ha situado el sensor monoelemento, marcado en azul en la Fig. 1 (a).

En la cavidad rectangular las cuatro paredes son lisas. Para la cavidad de Sinai, en la esquina inferior derecha se ha colocado un cuarto de billar de Sinai del mismo material que las paredes y de 28 mm de radio. Finalmente, para la cavidad equipada con los QRDs, se han diseñado 4 difusores siguiendo la ecuación de diseño

$$d_n = \frac{s_n \lambda_0}{2N}, \tag{1}$$

siendo d_n la profundidad de la n-ésima hendidura, λ_0 la longitud de onda de diseño, N el número de hendiduras y s_n la secuencia para la n-ésima hendidura, que viene definida por $s_n = n^2\ mod(N)$ [8].

En este caso, para todos los difusores se ha seleccionado la misma frecuencia de diseño, $f_0 = 0.8$ MHz. El parámetro N se ha escogido para cubrir, en cada pared, la mayor superficie posible. Por tanto, se ha definido un valor de $N_A = 139$ para el fondo ($\mathrm{QRD_A}$ en Fig. 1 (c)), $N_{B,C} = 199$ para los lados ($\mathrm{QRD_B}$ y $\mathrm{QRD_C}$ en Fig. 1 (c)) y $N_D = 47$ para cada uno de los transductores que se han colocado a los lados del sensor en la cara superior ($\mathrm{QRD_D}$ en Fig. 1 (c)). Para evitar simetría lateral, al difusor de la pared derecha ($\mathrm{QRD_C}$) se le ha aplicado un salto de fase de 55 elementos.

2.2 Estudios numéricos

Se ha seleccionado un método numérico basado en el método pseudo-espectral, implementado en la toolbox de Matlab k-Wave. Este método permite simular la generación y propagación de ondas acústicas generadas como consecuencia del efecto fotoacústico. Una vez simulada la propagación y registrada la señal en el sensor, la reconstrucción de la distribución inicial de la presión se realiza mediante la técnica de inversión temporal, reemitiendo la señal registrada previamente invertida en el tiempo. En el interior de las cavidades se ha considerado un medio acuoso con velocidad $c = 1500$ m/s y densidad $\rho = 1000$ kg/m^3.

Para evaluar el impacto de la longitud temporal de la ventana de registro, se han simulado tiempos desde 50 hasta 800 µs. Se han colocado nueve fuentes puntuales de 1 mm de diámetro dispuestas en tres filas (ver Fig. 1 (a-c)). La primera columna está centrada en la cavidad, pero se ha forzado la no simetría de las otras dos columnas para evaluar la capacidad de las diferentes cavidades de localizar de forma unívoca las fuentes. Se ha optado por un diseño que permita observar las réplicas fantasmas de las fuentes centrales en caso de ser generadas. El sensor monoelemento simulado para este caso es de 2 mm.

En segundo lugar, para analizar la influencia del tamaño del monoelemento, se ha optado por colocar únicamente tres fuentes puntuales de 1 mm de diámetro (ver Fig. 1 (d-f)), ya que se prevé que la

resolución lateral se degrade al aumentar el tamaño del sensor, y previsiblemente se fusionarían las señales de varias fuentes paralelas colocadas a la misma profundidad. Se han considerado sensores desde 1 hasta 15 mm. En la cavidad equipada con difusores se ha optado por dejar libre la pared del sensor y no colocar dos difusores pequeños a los lados de este, para evitar diferencias en el área cubierta por difusores entre los diferentes casos. Como se puede ver en la Fig. 1 (f), para este caso, la cavidad de QRDs únicamente tiene los difusores $\mathrm{cQRD_A}$, $\mathrm{QRD_B}$ y $\mathrm{QRD_C}$. Para este estudio, se ha fijado una ventana de registro de $t = 500$ µs.

2.3 Criterios de evaluación

La evaluación de la resolución lateral y axial de las reconstrucciones se ha llevado a cabo mediante el parámetro ancho total a la mitad del máximo (*Full Width at Half Máximum*, FWHM). Para el cálculo de la relación señal a ruido (*Signal to Noise Ratio*, SNR) se ha considerado el ratio entre la intensidad reconstruida en el interior de las fuentes y la intensidad del fondo de ruido de la imagen. El área de ruido se ha definido como un rectángulo en la parte inferior izquierda de la imagen en todos los casos, como puede verse en la Fig. 1 (a).

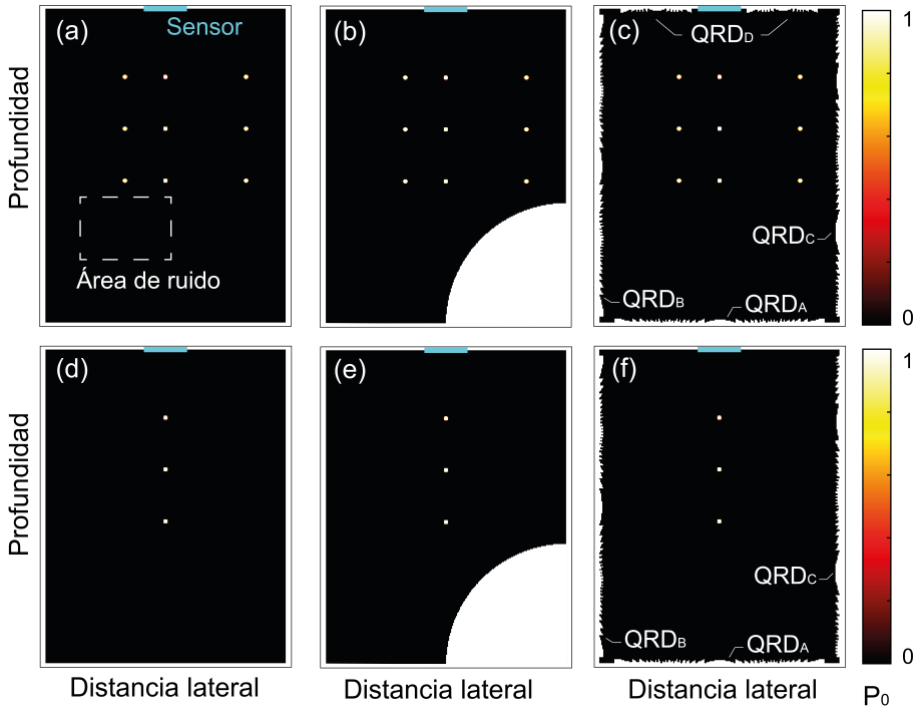


Figura 1. Representación de las geometrías de los tres tipos de cavidades estudiadas: rectangular (a, d), de Sinai (b, e) y equipada con difusores (c, f). En el interior de las cavidades se muestran las distribuciones de presión inicial empleadas para evaluar el impacto de la ventana de registro (a-c) y del tamaño del monoelemento (d-f).

3 Resultados

3.1 Ventana temporal de registro

En la Fig. 2 (a-c) se muestran los mapas de presión inicial reconstruidos empleando un registro de 50 µs. Los resultados son similares para los tres tipos de cavidades, ya que el tiempo de registro es demasiado

corto como para permitir que se dé la codificación espaciotemporal de las señales. Para este caso, los resultados son similares a los que se obtendrían sin cavidad reverberante.

El resultado de aumentar el registro temporal hasta 500 μs se muestra en la Fig. 2 (d-f). Para este caso, sí se observan grandes diferencias entre la cavidad rectangular y los otros dos tipos. Debido a la simetría de las paredes de la cavidad rectangular, se generan réplicas fantasmas de las fuentes (Fig. 2 (d)), apareciendo puntos brillantes donde inicialmente no había fuente, como puede verse en la Fig. 1 (a), donde se muestra la distribución espacial inicial de las fuentes.

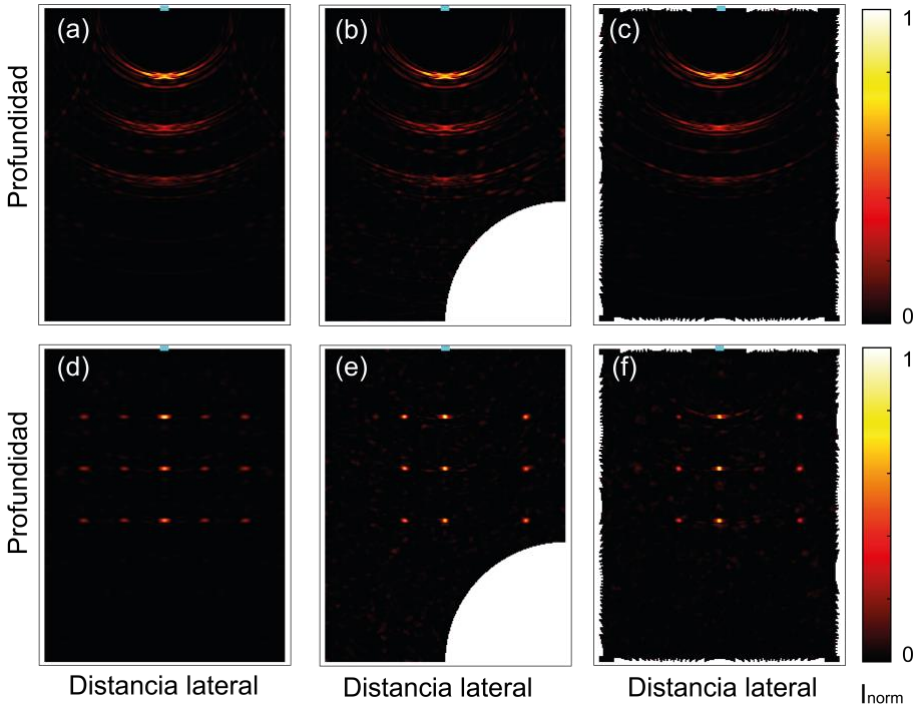


Figura 2. Reconstrucción de la presión inicial empleando 50 μs (a-c) y 500 μs (d-f) de tiempo de registro, para cavidades rectangulares (a, d), de Sinai (b, e) y equipada con difusores (c, f).

Los resultados de resolución lateral y axial y de SNR para los diferentes tiempos de registro estudiados se muestran en la Fig. 2 (a-c), respectivamente. Los marcadores representan los valores promedio de las nueve fuentes y las barras de error ilustran la desviación típica entre ellas.

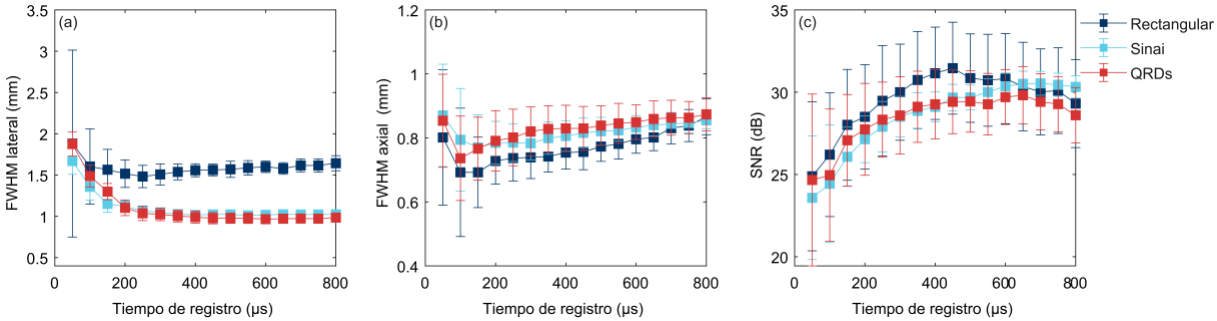


Figura 3. FWHM lateral (a) y axial (b) y SNR (c) para los tres tipos de cavidades en función del tiempo de registro.

Como se puede observar en la Fig. 3 (a), para ventanas de registro cortas, una pequeña ampliación del tiempo de registro produce mejoras sustanciales en la resolución. Este comportamiento es esperable, ya que el punto clave de poder reconstruir imagen tomográfica con un único elemento es precisamente poder registrar los ecos que se producen con las interacciones de la cavidad. Sin embargo, para todos los casos, en torno a 350 μs se estabiliza la resolución lateral. Este tiempo vendrá determinado por el tamaño de la cavidad, ya que se corresponde con el tiempo que han tardado las señales en alcanzar el sensor tras un número de rebotes suficientes para recuperar el espectro angular.

La Fig. 3 (b) muestra cómo la resolución axial de los tres tipos de cavidades es similar, ya que depende principalmente de la frecuencia de las señales registradas y no de la geometría de la cavidad. La apertura efectiva de un sensor dentro de una cavidad ergódica, idealmente, es total. Esto permite que la resolución quede limitada únicamente por la frecuencia de la señal. La resolución lateral y axial en cavidades que recuperan todo el espectro angular coinciden. Tras la estabilización, la resolución lateral y axial de las cavidades de Sinai y QRDs es muy similar (ver Fig. 3 (a, b). La diferente apertura efectiva entre la cavidad rectangular y los otros dos tipos conlleva una estabilización de la resolución lateral a un valor diferente.

Por último, la Fig. 3 (c) muestra la evolución del SNR. Al incrementar el tiempo de registro, aumenta la información de la que se dispone para reconstruir la imagen. No obstante, si la ventana de registro es demasiado larga, la señal puede verse degradada y la SNR decrece ligeramente.

3.2 Tamaño del sensor

Si se utiliza un tiempo de registro suficientemente largo y un sensor pequeño con una baja directividad, como puede verse en la Fig. 4 (a-c), se obtienen buenas reconstrucciones independientemente de la geometría de la cavidad en la que se encierre la fuente y el sensor. No obstante, es importante notar que la distribución de fuentes escogida en este caso no provocará la aparición de replicas fantasma, más relevante en la cavidad rectangular, como se ha visto en la sección 3.1. Sin embargo, los resultados de la Fig. 4 (e-g) muestran cómo, al aumentar el tamaño del sensor monoelemento hasta 15 mm, la resolución lateral empeora drásticamente para la cavidad rectangular, mientras que la codificación espaciotemporal de las cavidades ergódicas permiten mantener un nivel de apertura numérica efectiva suficientemente bueno como para resolver las tres fuentes, a pesar de sufrir una ligera pérdida de resolución lateral (ver Fig. 4 (h)).

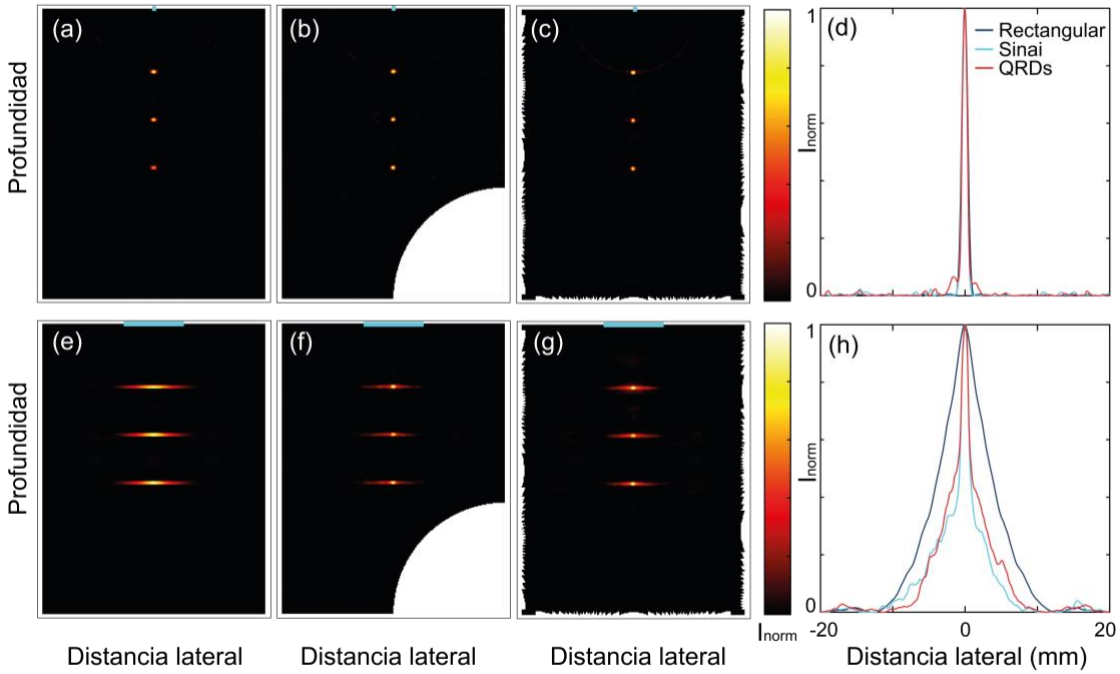


Figura 4. Distribución inicial de presiones empleando un sensor de 1 mm (a-c) y de 15 mm (e-g), para cavidades rectangulares (a, e), de Sinai (b, f) y rectangular equipada con difusores QRDs (c, g). Perfiles laterales de la fuente central empleando un sensor de 1 mm (d) y 15 mm (h).

La Fig. 5 muestra los resultados de resolución y SNR para diferentes tamaños de sensor. Los marcadores representan los valores promedio de las tres fuentes y las barras de error ilustran la desviación típica entre ellas.

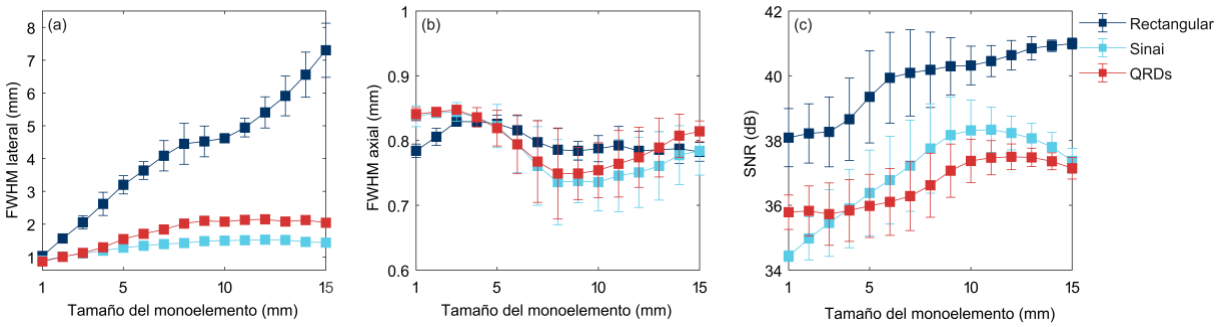


Figura 5. FWHM lateral (a) y axial (b) y SNR (c) para los tres tipos de cavidades en función del tamaño del sensor.

La resolución lateral depende de la apertura efectiva del sensor y de la frecuencia de la señal. La directividad del sensor aumenta con el tamaño, disminuyendo así su apertura numérica. Como puede verse en la Fig. 5 (a), la cavidad de Sinai y la equipada con QRDs permiten recuperar el espectro angular y, por tanto, aunque al crecer en tamaño el sensor pierde apertura numérica real, puede mantener su apertura efectiva y, así, sostener la resolución lateral. Por contra, en las cavidades rectangulares, la

pérdida en apertura numérica real es irrecuperable y, por tanto, la resolución empeora. El FWHM lateral empeora a medida que aumenta el tamaño del sensor, drásticamente para la cavidad rectangular y ligeramente para la cavidad Sinai y la cavidad equipada con QRDs.

De forma análoga al efecto del tamaño de ventana temporal, la Fig. 5 (b) muestra cómo la resolución axial es independiente al tamaño del sensor para todas las cavidades. El ancho de banda de las señales es independiente al tamaño del sensor, por tanto, también lo es la resolución axial. Para los tres casos, la resolución axial oscila en torno a su valor de referencia. La Fig. 5 (c) muestra cómo la SNR aumenta a medida que aumenta el tamaño del sensor, debido al incremento en la amplitud de la señal registrada, hasta su estabilización.

4 Conclusiones

Se ha demostrado numéricamente la viabilidad de la tomografía fotoacústica utilizando una cavidad reverberante ergódica incorporando difusores y empleando un sensor monoelemento. Este sistema permite incrementar el espectro angular del campo reflejado por los difusores, facilitando la detección desde múltiples ángulos con un solo elemento. Se necesitan cavidades ergódicas, como la de Sinai o los QRDs, para tener reconstrucciones estables en todos los ángulos, y evitar tanto los artefactos de apertura finita como la aparición de fuentes fantasma provocadas por la simetría. Esto se traduce en una adquisición de datos más eficiente y una reconstrucción de imágenes precisa, comparable a la obtenida con dispositivos multielemento.

La apertura efectiva de estos sistemas puede llegar a ser completa, pero es necesario adecuar el tamaño de la ventana de registro para recoger ecos provenientes de rebotes de hasta 2π estereorradianes. Si se emplean cavidades ergódicas, el tamaño del sensor no es una limitación muy restrictiva para la resolución y, previsiblemente, aumentar el tamaño del sensor permitiría, para una misma geometría de la cavidad, reducir la longitud de registro, ya que habría más superficie sobre la cual se podría registrar la señal. Nos planteamos estudiar este caso en un futuro, buscando establecer una relación de compromiso entre tiempo de registro y tamaño del sensor.

Idealmente, las paredes de las cavidades deberían ser completamente rígidas, pero, experimentalmente, y considerando que el medio de propagación es agua, es difícil construir una cavidad de estas características. Esto provoca una reducción del coeficiente de reflexión de las paredes, que puede ser interpretada como la presencia de pérdidas en el sistema. Así, la anchura de los modos de resonancia de la cavidad se verá incrementada, incrementando el número de modos degenerados, que reducen la calidad de la reconstrucción. Esta limitación no puede resolverse para el caso de las cavidades rectangular y de Sinai. Sin embargo, los difusores propuestos, que han sido diseñados asumiendo que no se produce propagación de ondas en su interior, pueden ser rediseñados considerando la penetración de la onda, lo que permitiría una mejora adicional en la calidad de las reconstrucciones mostradas en este trabajo.

Es evidente que es necesario crear ergodicidad en el interior de la cavidad para poder hacer tomografía monoelemento. Con este estudio queda probado que no es necesario recurrir a la cavidad de Sinai, cuyo espacio interior se ve limitado por el cuarto de bola que causa la caoticidad, sino que es viable la reconstrucción estable empleando elementos difusores, como los QRDs, en las paredes de una cavidad rectangular. La selección y disposición de los difusores para este caso ha seguido el único criterio de cubrir las paredes de la cavidad, pero es altamente probable que haya otras configuraciones que mejoren la ergodicidad de la cavidad equipada con difusores y, por tanto, la calidad de la imagen reconstruida.

Este enfoque únicamente es aplicable a objetivos que puedan ser introducidos en la cavidad cerrada o semi cerrada, pero simplifica el sistema de imagen tomográfica evitando tanto el uso de una matriz de transductores grande y costosa, como la exploración de escáner punto por punto, que suele emplear tiempos de adquisición largos. Las aplicaciones médicas de este dispositivo son prometedoras, particularmente en el campo de la imagen de mama, donde la tomografía fotoacústica puede ofrecer una detección temprana y no invasiva de tumores.

Agradecimientos

Irene Pi agradece el apoyo financiero de la Generalitat Valenciana a través del programa CIACIF/2021/403.

Referencias

[1] Beard, P. (2011). Biomedical photoacoustic imaging. *Interface focus*, *1*(4), 602-631.

[2] Tian, C., Pei, M., Shen, K., Liu, S., Hu, Z., & Feng, T. (2020). Impact of system factors on the performance of photoacoustic tomography scanners. *Physical Review Applied*, *13*(1), 014001.

[3] Cox, B. T., & Beard, P. C. (2009). Photoacoustic tomography with a single detector in a reverberant cavity. *The Journal of the Acoustical Society of America*, *125*(3), 1426-1436.

[4] Deán-Ben, X. L., Özbek, A., López-Schier, H., & Razansky, D. (2019). Acoustic scattering mediated single detector optoacoustic tomography. *Physical review letters*, *123*(17), 174301.

[5] Huang, B., Xia, J., Maslov, K., & Wang, L. V. (2013). Improving limited-view photoacoustic tomography with an acoustic reflector. *Journal of biomedical optics*, *18*(11), 110505-110505.

[6] Li, Y., Li, L., Zhu, L., Maslov, K., Shi, J., Hu, P., ... & Wang, L. V. (2020). Snapshot photoacoustic topography through an ergodic relay for high-throughput imaging of optical absorption. *Nature Photonics*, *14*(3), 164-170.

[7] Sun, H., Li, Z., Gu, C., Xu, Q., Chen, X., Sun, Y., ... & Martin, F. (2018). Metasurfaced reverberation chamber. *Scientific reports*, *8*(1), 1577.

[8] Cox, T. J. (2009). D'Antonio. *P. Acoustic absorbers and diffusers: theory, design and application*.

[9] Sinai, Y. G. (1970). Dynamical systems with elastic reflections. *Russian Mathematical Surveys*, *25*(2), 137.

MÁS ALLÁ DEL FOCO ACÚSTICO: AMPLIANDO EL CAMPO DE VISIÓN DE LA IMAGEN EN MICROSCOPÍA FOTOACÚSTICA

Javier A. Navarro-Calvo[1*], Juan J. García-Garrigós[1], Alejandro Cebrecos[1], Adrián Arándiga[1], José L. Alonso-Ramos[1], Francisco Camarena[1]

[1] Instituto de Instrumentación para Imagen Molecular (i3M),
Consejo Superior de Investigaciones Científicas (CSIC) - Universitat Politècnica de València (UPV), España.
*janacal@i3m.upv.es

Resumen

La microscopía fotoacústica de resolución óptica (OR-PAM) es una innovadora técnica de imagen biomédica que proporciona información de agentes de contraste endógenos tales como la hemoglobina o la melanina. El presente trabajo se enmarca en el desarrollo de un prototipo OR-PAM de bajo coste que utiliza un sistema de espejos para escanear el foco láser rápidamente manteniendo el transductor focalizado estático, disminuyendo así el tiempo de adquisición total. Esta configuración provoca que el campo de visión se vea restringido al tamaño del foco acústico. Así, se propone un nuevo método que permite ampliar dicho campo de visión empleando un algoritmo de inversión de un modelo que tiene en cuenta la respuesta al impulso espacial (SIR) del transductor en cada punto del espacio, la cual ha de ser calibrada previamente. Se ha realizado un estudio experimental y se ha comparado con resultados de simulación utilizando el nuevo dispositivo OR-PAM en distintos *phantoms* de imagen. Se ha demostrado que este novedoso enfoque puede ampliar el campo de visión de la imagen más allá del foco acústico del transductor, mejorando y homogeneizando la señal a ruido en un área de más de 1 mm^2, facilitando así la aplicación de este tipo de sistemas en la práctica clínica.

Palabras clave: imagen fotoacústica, OR-PAM, ultrasonidos, inversión directa.

Abstract

Optical resolution photoacoustic microscopy (OR-PAM) is an innovative biomedical imaging technique that provides high-resolution information of endogenous contrast agents such as haemoglobin or melanin. The present work is framed within the development of a low-cost OR-PAM prototype that uses a mirror system to fast scan the laser focus while keeping the focused transducer static, thus decreasing the overall acquisition time. This configuration restricts the field-of-view (FOV) to the size of the acoustic focus. Here, a novel method is proposed to enlarge the FOV using a model-based algorithm that considers the spatial impulse response (SIR) of the transducer, which must be calibrated in advanced. An experimental study has been performed and compared with simulation results using the new OR-PAM device in an imaging phantom. It has been demonstrated that this approach can extend the image FOV in real time beyond the acoustic focus of the transducer, homogenizing and improving the signal-to-noise ratio in a 1 mm^2 area, easing the application of such systems in the clinical practice.

Keywords: photoacoustic imaging, OR-PAM, ultrasound, direct inversion.

PACS nº. 43.60.Uv, 43.38.Zp, 43.35.Sx

1 Introducción

La imagen fotoacústica es una técnica híbrida de imagen biomédica molecular que se basa en la detección de ondas acústicas generadas por un tejido tras sufrir una rápida expansión termoelástica provocada por la absorción de energía proveniente de pulsos láser de corta duración, alrededor de varios nanosegundos. El contraste de la imagen se obtiene, por tanto, de las diferencias en la absorción óptica de las moléculas excitadas, también conocidas como cromóforos [1]. Gracias a su carácter híbrido, esta técnica permite obtener imágenes con contraste selectivo en función de la longitud de onda óptica, con alta resolución espacial y temporal, a profundidades mayores que las alcanzables con técnicas puramente ópticas, y de manera completamente no invasiva e indolora [2].

La microscopía fotoacústica de resolución óptica (OR-PAM, por sus siglas en inglés) es una técnica concreta de imagen fotoacústica que se basa en escanear un haz láser altamente focalizado cuyo tamaño determina la resolución lateral del sistema a lo largo del volumen del tejido escaneado. Las ondas acústicas de baja amplitud generadas son detectadas mediante un transductor focalizado de alta sensibilidad que se dispone en configuración coaxial respecto al eje óptico del haz láser [3]. En los últimos años, con el objetivo de reemplazar las costosas y voluminosas fuentes láser comúnmente utilizadas en estos sistemas, como los sistemas láser de estado sólido, se ha propuesto el uso de diodos láser como una fuente de excitación compacta y de bajo coste [4-6]. No obstante, estos diodos láser emiten haces de baja calidad y energía de pulso, lo que dificulta su desarrollo e implementación final en sistemas orientados a la práctica clínica, por lo que, actualmente, no existe ningún microscopio fotoacústico comercial basado en diodos láser de bajo coste que permita la obtención de imágenes en profundidad bajo la piel.

Este estudio se enmarca en un proyecto enfocado a la construcción del primer prototipo de microscopía fotoacústica de bajo coste orientado a imagen clínica, en el que se emplea un transductor focalizado monoelemento de alta sensibilidad que se sitúa coaxialmente a la incidencia del haz láser sobre la piel, en el conocido como modo de reflexión (como se muestra en la Figura 1). Además, el microscopio posee un sistema de dos espejos galvanométricos que escanea rápidamente el haz láser a lo largo del área de imagen, lo que reduce sustancialmente los tiempos de adquisición y la formación de la imagen volumétrica final respecto a sistemas de escaneo mecánico. Sin embargo, esta configuración lleva asociada una limitación del campo de visión de la imagen (FOV, por sus siglas en inglés), ya que se reduce a la zona de máxima sensibilidad del foco acústico del transductor. Este efecto puede intentar mitigarse utilizando transductores planos (no focalizados) o sondas lineales, que proporcionan un FOV amplio a costa de una reducción drástica de la sensibilidad del receptor, lo que perjudica directamente al rendimiento del sistema de imagen y disminuye las posibilidades de su uso en la práctica clínica [7,8].

En este trabajo, con el objetivo de compensar el efecto del foco acústico y ampliar el FOV hasta un orden de magnitud, se propone utilizar un algoritmo de inversión basado en un modelo previamente calibrado, que captura la respuesta al impulso espacial (o zona de sensibilidad) del transductor utilizado. Este tipo de algoritmos han sido ampliamente utilizados en el campo de la reconstrucción de imagen médica [9-11], ya que, esencialmente, facilitan la obtención de imágenes libres de artefactos al determinar la solución deseada minimizando una función de coste. Dicha función representa la diferencia entre las señales medidas y el modelo físico que recoge las señales esperadas que conforman la imagen. Además, puede incluir restricciones a la solución como conocimiento *a priori* de la muestra. En la práctica, presentan el inconveniente de requerir largos tiempos de computación al manejar conjuntos de datos tridimensionales muy extensos. En imagen fotoacústica, también han sido implementados en los últimos años con el objetivo de reducir artefactos en configuraciones con espectro angular reducido, ampliar la profundidad de foco o mejorar la resolución del sistema [12-17]. No obstante, este enfoque no ha sido empleado en microscopía fotoacústica para este propósito, donde la

reconstrucción es más sencilla al obtener solo una forma de onda por posición de escaneo o píxel, reduciendo considerablemente los tiempos de computación. Este enfoque, por tanto, resuelve una importante limitación de este tipo de microscopios, haciendo factible su transferencia a la práctica clínica.

2 Métodos y materiales

2.1 Descripción del prototipo de microscopía fotoacústica de bajo coste

El diseño básico del cabezal del sistema OR-PAM se muestra en la Figura 1. Se trata de un microscopio fotoacústico basado en un diodo láser pulsado (905D2S3JT09X, Laser Components, Alemania) que emite pulsos de 100 ns a una longitud de onda de 905 nm y una frecuencia de repetición (PRF) de hasta 10 kHz. Utilizando un diseño óptico previo [5], mediante el cual se homogeneiza el haz de salida al acoplarlo a una fibra óptica multimodo (al fondo de la Fig. 1 drcha.), se obtiene un foco óptico con un perfil *flat-top* cuadrado de 75 µm de lado y una energía de pulso de aproximadamente 5 µJ, a una distancia de focalización de 1 cm de la lente objetivo. La posición del foco óptico es escaneada mediante un juego de dos espejos galvanométricos (QS20XY-AG, Thorlabs, US) a lo largo del plano de imagen fotoacústica. Las ondas generadas son detectadas por un transductor focalizado monoelemento de PVDF en forma de anillo con una apertura de 60 mm y una distancia focal de 30.25 mm, con 19 MHz de frecuencia central y 150% de ancho de banda (Precision Acoustics Ltd, UK). Por la apertura central del transductor pasa el eje óptico del haz láser, permitiendo la configuración en modo reflexión con los focos acústico y óptico alineados coaxialmente, y confocales para la posición central de escaneo. Se fabricó una pieza de sinterizado de poliamida que sujeta una membrana *film* de plástico transparente para rellenar el transductor de agua desionizada y proporcionar así el acoplo acústico a la muestra de ensayo que se sitúa debajo de ella en seco. Las señales fotoacústicas son amplificadas (ZFL-500LN+, Minicircuits) y filtradas paso-bajo (BLP-27+, Minicircuits) antes de ser digitalizadas (ADQ14DC-2A-VG-PCIE, Teledyne SP Devices). Todo el proceso de escaneo láser, generación de pulsos y señales de sincronización se dirige por un *firmware* desarrollado en un controlador (STEMlab 125-14, RedPitaya), y la adquisición y el procesado es llevado a cabo en una GUI desarrollada en MATLAB (Mathworks).

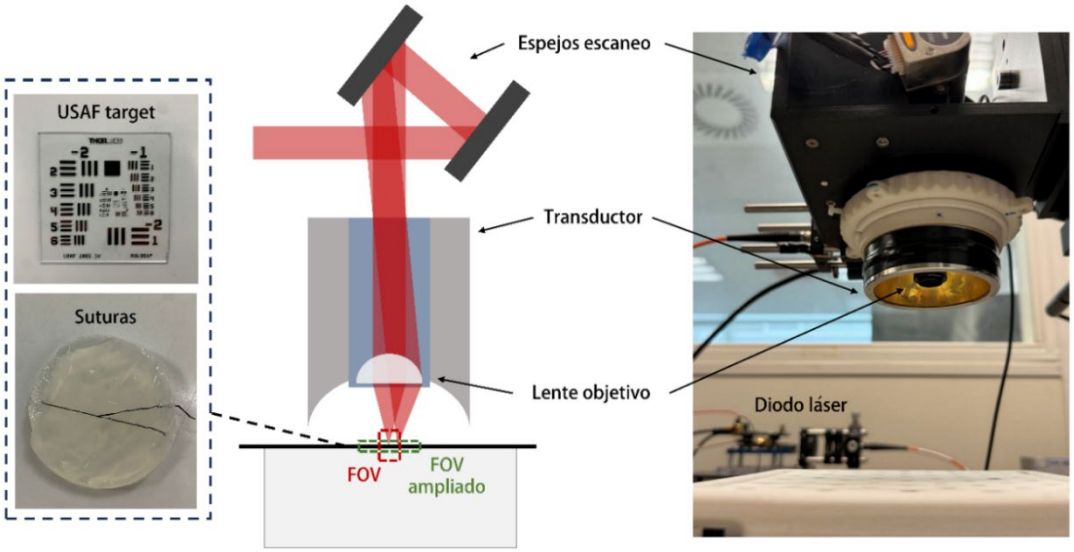


Figura 1. Esquemático (izquierda) y fotografía real (derecha) del cabezal del prototipo OR-PAM utilizado. En el cuadro discontinuo se indican dos *phantoms* de imagen (un *target* de resolución y una gelatina con suturas quirúrgicas incrustadas), los cuales se colocan en el portamuestras situado bajo el cabezal.

2.2 Fundamento teórico del algoritmo

La reconstrucción de imagen fotoacústica basada en la resolución del problema inverso se fundamenta en la asunción de un modelo físico que caracterice lo más fielmente posible el proceso de formación de la imagen, donde se incorporan, por ejemplo, la propagación de las ondas en un medio determinado, así como las propiedades del detector, de forma que se puedan obtener las señales de presión esperadas en cada una de las posiciones del espacio de imagen que se pretende reconstruir [17]. De este modo, se tiene un sistema como el de la Ecuación 1, en el cual la señal de presión medida p_m en un puede definirse como una combinación lineal de la matriz modelo A, la cual recoge las contribuciones de todos los puntos, o vóxeles, del espacio imagen por el que se propagan las ondas hasta el detector, y la distribución de presión inicial p_0.

$$p_m = A\, p_0 \tag{1}$$

La matriz modelo A se suele construir con las respuestas al impulso provenientes de fuentes puntuales situadas en cada uno de los puntos del espacio imagen entre los absorbentes y el detector. Dicho modelo puede ser calculado analítica o numéricamente, así como obtenido mediante medidas experimentales de calibración, con lo que permite introducir las propiedades espaciales del transductor, definido por su respuesta característica al impulso, posibles heterogeneidades existentes en el medio y cualquier otra corrección que aproxime el modelo los más posible al sistema real. Comúnmente, el cálculo de la solución p_0, es decir, de la imagen reconstruida mediante la inversión del modelo, se enfoca como un problema de optimización minimizando una función de coste de manera iterativa, debido principalmente a que el coste computacional de invertir la matriz modelo directamente suele ser elevado para sistemas de imagen con conjunto de datos grande como los de tomografía. Sin embargo, si se manejan conjuntos de datos pequeños se pueden realizar inversiones de la matriz modelo en tiempo real, por lo que la solución directa de la Ec.1 se escribe como

$$p_{0,sol} = A^{+} p_m \tag{2}$$

donde A^{+} representa la matriz pseudo-inversa de Moore-Penrose [17], como generalización de la inversa para matrices de dimensiones no regulares, donde se debe distinguir la inversa por la izquierda o la derecha para poder aplicar la multiplicación matricial con las dimensiones concordantes. En este caso para para invertir la Ec. 1 se define la matriz pseudo-inversa por la izquierda como $A^{+} = (A^T A)^{-1} A^T$. Esta actúa como un filtro que modula el valor de la solución, aumentándola cuando la presión medida se parece a la esperada y disminuyendo las influencias de otros puntos del espacio.

Para la configuración de nuestro sistema, con un transductor focalizado y su foco estático respecto al punto focal láser escaneado a lo largo del plano de imagen, la señal temporal recibida fuera del foco acústico sufrirá deformaciones respecto a la señal centrada, o confocal, debido a la llegada desigual del frente de ondas acústico a la superficie esférica del transductor. Este efecto se puede caracterizar gracias a la respuesta al impulso espacial (SIR, de sus siglas en inglés) del transductor, que se puede medir o calibrar en cada punto de un plano de imagen uniforme, por ejemplo, realizando un escaneo láser sobre una lámina absorbente homogénea. De este modo, utilizaremos las señales de radiofrecuencia de la SIR en cada punto del plano imagen para construir nuestro modelo, recogiendo la modulación espacial de sensibilidad característica del transductor focalizado utilizado, que es máxima en el centro y decae radialmente (ver Fig. 2). Hay que tener en cuenta que, en este caso, la matriz modelo A será un vector de muestras temporales de la forma de onda recibida por el transductor, de modo que el problema de

inversión para recuperar el valor original de presión p_0 se simplifica considerablemente y se puede computar en tiempo real.

En definitiva, con el método de inversión directa propuesto aquí, se pretende demostrar la reconstrucción de la imagen fotoacústica compensando la baja sensibilidad fuera del foco acústico, ampliando el campo de visión más allá del foco del transductor de forma efectiva.

2.3 Calibración del modelo y ensayos de imagen

Se ha diseñado un método rápido y sencillo para la calibración experimental de la respuesta al impulso espacial (SIR) del transductor utilizando un *target* de resolución (1951 USAF resolution target, Thorlabs) que está formado por una lámina homogénea de cromo de 120 nm de espesor. Al ser excitada por el foco láser, genera fuentes que pueden considerarse puntuales a lo largo del plano de la imagen. Se escaneó un área de 1x1 mm^2 con un tamaño de paso de 25 µm, y las señales generadas en cada punto se promedió 500 veces para obtener un modelo libre de interferencias y ruido. La duración del proceso de calibración de todo el plano focal a una frecuencia de repetición de 5 kHz es inferior a 2 minutos y medio. Este procedimiento de calibración solo deberá repetirse cuando se modifique la posición relativa entre algún componente del cabezal del microscopio. Además, previo a la calibración experimental, se realizó un estudio numérico en el entorno de simulación *k-wave* [18] replicando las condiciones realistas tanto de la recepción (ancho de banda y geometría del detector) como de la excitación (tamaño del foco y duración del pulso láser) para analizar la relevancia de la calibración utilizando el sistema real.

Una vez calibrado el modelo, se realizaron imágenes fotoacústicas de diferentes muestras de imagen para validar el rendimiento del algoritmo en un entorno real. Se realizaron imágenes de un elemento del *target* de resolución, compuesto por un número y un patrón de barras de un tamaño aproximado de 110 µm, y de la misma área que la de calibración. Además, se diseñó un *phantom* de piel de 0.6 mm de espesor superponiendo capas de silicona, y se repitió la imagen del mismo elemento a través de dicho *phantom* para analizar el rendimiento del algoritmo en profundidad, a través de un medio difusor de luz.

Finalmente, se diseñó un nuevo *phantom* compuesto por dos suturas quirúrgicas negras de ~350 µm de diámetro embebidas en agar gelatinizado para analizar el funcionamiento del método propuesto al realizar una imagen volumétrica multi-plano en una muestra diferente al medio de calibración. Se realizaron 21 planos de un área de 1x1 mm^2 obtenidos por escaneo láser con un tamaño de paso vertical de 50 µm, para obtener una imagen tridimensional de 1x1x1 mm^3, desplazando el cabezal del microscopio en dirección vertical con un eje motorizado de precisión. En cada píxel se realizaron 50 promedios de señal, y se aplicó la misma compensación de la SIR para cada plano de manera independiente, tratando de reducir las influencias de las señales provenientes de fuera del plano focal.

3 Resultados

3.1 Calibración del modelo

Los resultados de la calibración de la respuesta al impulso espacial del transductor en el plano focal se muestran en la Figura 2. Los mapas 2D de la SIR se obtienen calculando el máximo de intensidad (MIP) de las señales obtenidas en cada punto de escaneo, tanto para simulación numérica del sistema con geometría y respuesta en frecuencia ideales (Fig. 2a) como del sistema real medido experimentalmente (Fig. 2b). En la representación de las formas de onda detectadas (Fig. 2c), se aprecia como en una posición alejada una distancia de 0.4 mm (ii) del centro del foco acústico, la señal se deforma en comparación con la forma de onda del centro del foco (i) más pronunciada por la llegada simultánea del frente de onda a la superficie esférica del transductor. La SIR obtenida mediante simulación y medida experimental coinciden en reproducir el tamaño del foco acústico de 150 µm, medido como la anchura a mitad de intensidad máxima (FWHM, del acrónimo en inglés). Sin embargo, la calibración experimental es necesaria para lograr un resultado óptimo en la inversión debido a que permite capturar la SIR particular del sistema real que incluye posibles defectos mecánicos como el desplazamiento del foco acústico con respecto el centro del plano, la respuesta en frecuencia real del transductor, o la caída radial de energía láser en ángulos de escaneo extremos.

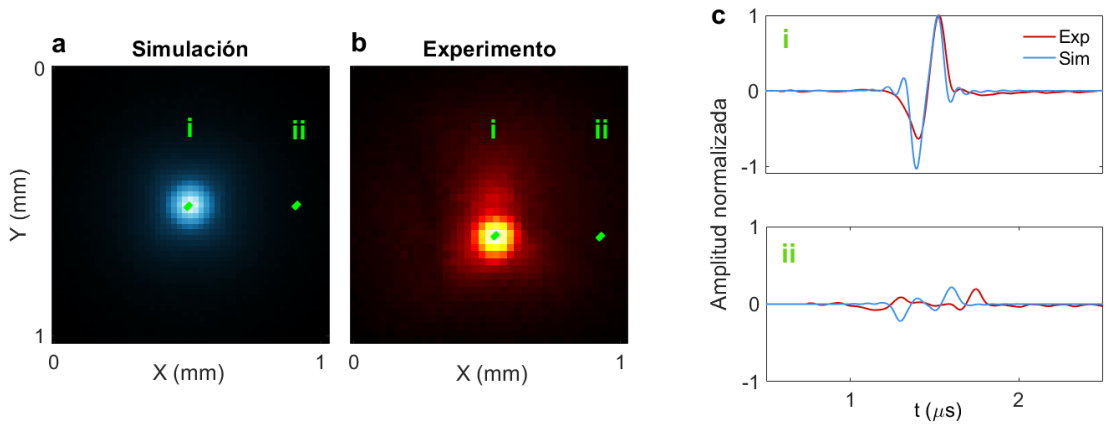


Figura 2. Respuesta al impulso espacial del transductor calibrada tanto numérica (a) como experimentalmente (b). Comparativa entre las formas de onda obtenidas en una posición dentro del foco acústico (c.i) y a 0.4 mm del centro del foco (c.ii).

3.2 Imagen fotoacústica a través de un medio difusor de luz

Tras la calibración, se realizó una imagen del elemento 2 del grupo 2 del *target* de resolución USAF. En la Figura 3, se observa como la imagen sin procesar (Fig. 3a) está distorsionada radialmente por el campo acústico del detector. Nótese que la zona del foco de mayor intensidad aparece desplazada hacia la parte superior de la imagen respecto al mapa de la SIR de la Figura 2, debido a que este ensayo de imagen tuvo lugar tras realizar unos ajustes mecánicos, haciendo necesaria una recalibración. Este hecho resalta la importancia de una calibración experimental para capturar el estado del sistema real para aplicar el algoritmo de inversión y obtener imágenes compensadas correctamente.

Al computar la inversión del modelo correctamente calibrado (Fig. 3b), la intensidad de los píxeles en zonas lejanas al foco acústico se ve completamente compensada a lo largo del área de 1.2x1.2 mm^2, mostrando claramente el patrón de barras del elemento 2. Esto supone un aumento del área de visión

cerca de dos órdenes de magnitud, obteniendo así un FOV extendido de 1.44 mm^2 en lugar del área del foco acústico de 0.018 mm^2. Además, el algoritmo es capaz de corregir este efecto al hacer imagen a través del *phantom* de láminas de silicona de 0.6 mm de espesor (Fig. 3c), para emular la dispersión de la luz a través de la piel. Sin embargo, la calidad de la imagen final se ve empeorada debido a una degradación del foco láser inducida por esta dispersión (scattering óptico), así como por pequeñas variaciones en los tiempos de vuelo en las señales detectadas por el cambio de velocidad en el phantom respecto de la velocidad de propagación de las ondas acústicas en el agua. Aunque el rendimiento del algoritmo es suficiente para profundidades comúnmente utilizadas en esta técnica de imagen, todavía existe margen de mejora si se ajustan las desviaciones de tiempo de vuelo de la señal en profundidad que se investigarán para un desarrollo futuro.

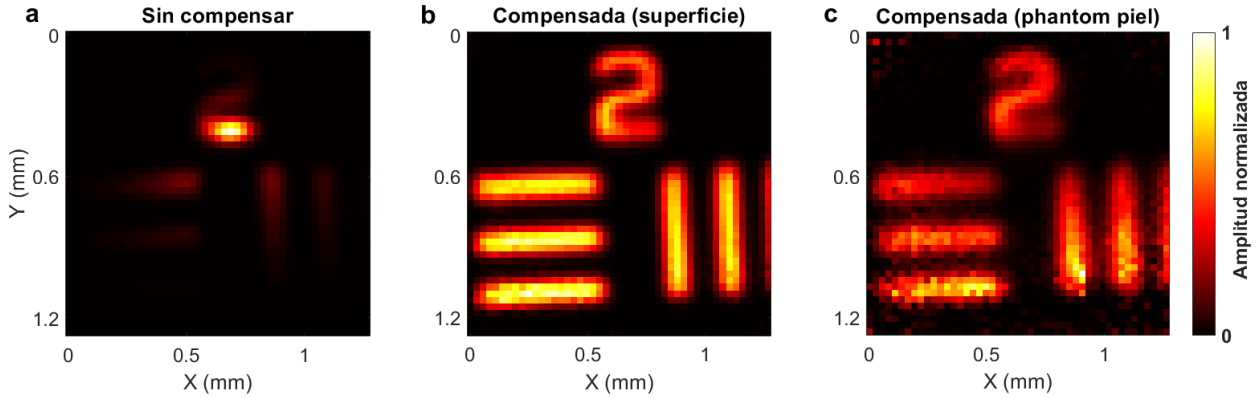


Figura 3. Imágenes fotoacústicas del elemento de ensayo del target de resolución USAF sin aplicar el algoritmo de compensación (a), después de aplicarlo (b), y aplicándolo en el ensayo realizado a través de un *phantom* de piel de silicona de 0.6 mm de espesor (c). Ancho de barra del target de 111 µm.

3.3 Imagen fotoacústica volumétrica en phantom

Para comprobar el rendimiento y robustez del algoritmo al realizar una imagen volumétrica multi-plano, y dado que se basa en un modelo calibrado solamente en un plano y con medio homogéneo de agua, se realizó un ensayo de imagen de un phantom compuesto por suturas quirúrgicas de 350 µm de diámetro embebidas en agar.

En la Figura 4 se muestran los resultados obtenidos. En la fila superior de las imágenes, se observa como el algoritmo compensa la caída de amplitud más allá del foco acústico (Fig. 4b), al igual que ocurre con el *target* de resolución USAF, extendiendo el FOV a 1x1 mm2 en comparación con la reconstrucción en crudo (Fig. 4a). En la fila inferior se muestra la reconstrucción tridimensional, donde para la imagen sin compensar (Fig. 4c), la profundidad del foco láser de aproximadamente 700 µm provoca la elongación de los objetos. Al aplicar la compensación para cada plano de manera independiente (Fig. 4d), se observa el efecto del filtrado de las señales provenientes de fuera del plano focal. Se obtienen las suturas con una forma y disposición más fidedigna a la real (diámetro de 350 µm), apreciando el cruce de ambas en un extremo del FOV y a una penetración mayor de 0.5 mm. No obstante, en el volumen compensado se aprecia como el objeto no se representa con una forma cilíndrica constante lo que puede ser debido a una insuficiente selectividad del filtrado, a un tamaño de paso vertical demasiado grande, o a los artefactos de cambio de tiempo de vuelo al profundizar en el hilo de sutura. La adquisición de la imagen volumétrica duró aproximadamente 7 minutos, utilizando una frecuencia de repetición de 5 kHz y 50 promedios de señal por píxel, para un total de 21 planos. El proceso de inversión del modelo y representación del volumen conlleva menos de 1 minuto.

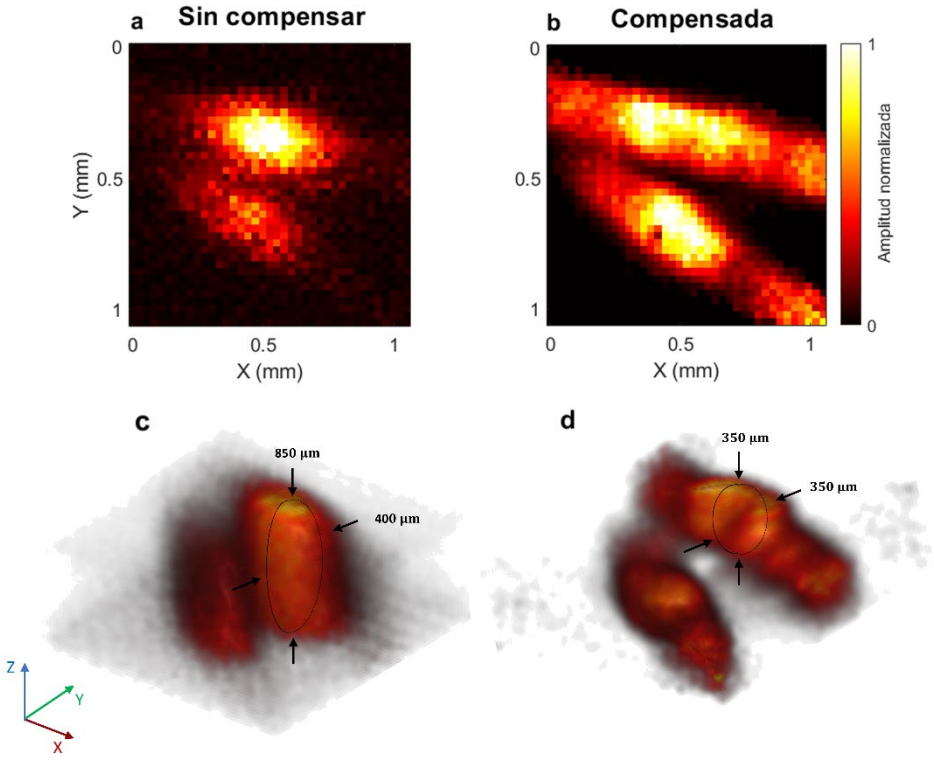


Figura 4. Imágenes fotoacústicas volumétricas del phantom de suturas quirúrgicas (diámetro 350 µm). Se muestran las vistas top-view (fila superior) y la reconstrucción tridimensional (fila inferior) para los datos sin procesar (a,c) y tras la aplicación del algoritmo de inversión del modelo (b,d). Tiempo de adquisición aproximado de 7 minutos, tiempo de computación inferior al minuto.

4 Conclusiones

Se ha diseñado, construido y evaluado un nuevo prototipo de microscopía fotoacústica de bajo coste, compacto, y el cual utiliza un método de escaneo láser para obtener imágenes tridimensionales de objetos gruesos de manera rápida. Para mejorar su rendimiento y el hecho de que el campo de visión del sistema con el escaneo rápido se ve limitado al tamaño del foco acústico, se propone un nuevo método para extender el campo de visión más de un orden de magnitud implementando un algoritmo de inversión directa de un modelo basado en la calibración de la respuesta al impulso espacial del transductor.

Se han obtenido por primera vez imágenes fotoacústicas con un sistema basado en un diodo láser de muy bajo coste en modo reflexión, útil para aplicación clínica, con tiempos adquisición inferiores a 8 minutos y con un campo de visión ampliado de más de 1x1 mm^2. Además, el algoritmo de compensación propuesto basado en la calibración de un solo plano de imagen, permite obtener imágenes volumétricas más fidedignas al seleccionar las señales provenientes de dicho plano, y eliminando las influencias de excitaciones debidas a la profundidad del foco láser. En este trabajo se ha demostrado que el método propuesto abre una nueva vía de implementar un sistema de microscopía fotoacústica basado en diodos láser de bajo coste de forma factible para su aplicación clínica futura. Actualmente, se está trabajando en optimizar el algoritmo de reconstrucción de inversión del modelo, de modo que se prevé alcanzar

próximamente una mayor calidad de imagen volumétrica con este prototipo y demostrar su aplicación en tejido biológico *ex vivo* e *in vivo*.

Agradecimientos

Agradacemos el soporte de financiación a través de los programas de convocatorias competitivas: Agència Valenciana de la Innovació (AVI) a través del proyecto INNVA1/2022/50, Programa Investigo INVEST/2022/171 de fondos de la Unión Europea Next Generation EU, y también, Prometeo CIPROM/2021/003 y Equipamiento e Infraestructuras FEDER 2021-22 IDIFEDER/2021/004.

Referencias

[1] P. Beard, "Biomedical photoacoustic imaging," Interface focus, vol. 1, no. 4, pp. 602–631, 2011.

[2] J. Xia, J. Yao, and L. V. Wang, "Photoacoustic tomography: Principles and advances," Electromagnetic waves (Cambridge, Mass.), vol. 147, p. 1, 2014.

[3] J. Yao and L. V. Wang, "Sensitivity of photoacoustic microscopy," Photoacoustics, vol. 2, no. 2, pp. 87–101, 2014.

[4] L. Zeng, G. Liu, D. Yang and X. Ji, "Portable optical-resolution photoacoustic microscopy with a pulsed laser diode excitation", Applied Physics Letters, vol. 102, 2013.

[5] J. J. García-Garrigós, A. Cebrecos, J. A. Navarro-Calvo, and F. Camarena, "A fiber coupled laser diode design for reflection mode optical resolution photoacoustic microscopy," Ultrasonics, vol. 132, p. 107 008, 2023.

[6] X. Li, K. Yeung, V. Tsang, B. Huang, C. Lo and T. Wong, "Low-cost high-resolution photoacoustic microscopy of blood oxygenation with two laser diodes", Biomedical Optics Express, vol. 13, p. 3893-3903, 2022.

[7] Y. Yuan, S. Yang, and D. Xing, "Optical-resolution photoacoustic microscopy based on two-dimensional scanning galvanometer," Applied Physics Letters, vol. 100, no. 2, 2012.

[8] Z. Xie, S. Jiao, H. F. Zhang, and C. A. Puliafito, "Laser-scanning optical-resolution photoacoustic microscopy," Optics letters, vol. 34, no. 12, pp. 1771–1773, 2009.

[9] L. Liu, "Model-based iterative reconstruction: a promising algorithm for today's computed tomography imaging", Journal of Medical Imaging and Radiation Sciences, vol. 45, p. 131-136, 2014

[10] G. Herman, A. Lent, "Iterative reconstruction algorithms", Computers in Biology and Medicine, vol. 6, p. 273-294, 1976.

[11] J. Xiang, Y. Dong, Y. Yang, "FISTA-net: Learning a Fast Iterative Shrinkage Thresholding Network for Inverse Problems in Imaging", IEEE Transactions on Medical Imaging, vol. 40, 2021.

[12] G. Paltauf, R. Nuster, M. Haltmeier and P. Burgholzer, "Experimental evaluation of reconstruction algorithms for limited view photoacoustic tomography with line detectors", Inverse Problems, vol. 23, 2007

[13] X. Song, G. Wang,J. Dong and Q. Liu, "Sparse-view reconstruction for photoacoustic tomography combining diffusion model with model-based iteration", Photoacoustics, vol. 33, 2023.

[14] J. Turner, H. Estrada, M. Kneipp, and D. Razansky, “Improved optoacoustic microscopy through three-dimensional spatial impulse response synthetic aperture focusing technique,” Optics letters, vol. 39, no. 12, pp. 3390–3393, 2014.

[15] U. A. Hofmann, W. Li, X. L. Dean-Ben, P. Subochev, H. Estrada, and D. Razansky, “Enhancing optoacoustic mesoscopy through calibration-based iterative reconstruction,” Photoacoustics, vol. 28, p. 100 405, 2022.

[16] M. Seeger, D. Soliman, J. Aguirre, G. Diot, J. Wierzbowski, and V. Ntziachristos, “Pushing the boundaries of optoacoustic microscopy by total impulse response characterization,” Nature communications, vol. 11, no. 1, p. 2910, 2020.

[17] X. Deán-Ben, D. Razansky, “A practical guide for model-based reconstruction in optoacoustic imaging”, Frontiers in Physics, 2022.

[18] B.T Cox and P. Beard, “Fast calculation of pulsed photoacoustic fields in fluids using k-space methods”, The Journal of the Acoustical Society of America, 2005.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

VÓRTICES ACÚSTICOS PARA MEDIR LA ELASTICIDAD DE TEJIDOS BIOLÓGICOS

Enrique González-Mateo[1], Francisco Camarena[1], Noé Jiménez[1]

[1] Instituto de Instrumentación para Imagen Molecular, CSIC - Universitat Politècnica de València, España
e-mail: engonma@upv.es

Resumen

La evaluación de la elasticidad de tejidos biológicos es esencial en aplicaciones médicas como el diagnóstico del cáncer de mama o la fibrosis hepática. La elastografía por ultrasonidos basada en ondas de cizalla es una técnica que permite obtener información sobre las propiedades mecánicas de los tejidos. En este trabajo, proponemos una nueva técnica elastográfica basada en la transferencia de momento angular a un tejido blando mediante vórtices acústicos. Mientras los haces focalizados convencionales empujan el tejido en la dirección de propagación, los haces de vórtice no solo empujan, sino que también aplican torsión, permitiendo una deformación más eficaz. Experimentos *in vitro* y *ex vivo* respaldan la eficacia de esta técnica al mostrar que los vórtices acústicos reducen el daño al tejido sano al disminuir el índice mecánico del pulso. Incrementar la magnitud de la deformación mejora la relación señal a ruido de las ondas de cizalla inducidas, así como la robustez de los algoritmos para estimar la elasticidad de tejidos. Nuestra investigación destaca el potencial de la elastografía con vórtices acústicos para una evaluación más precisa y segura de la elasticidad de tejidos blandos en aplicaciones clínicas.

Palabras clave: Elastografía, Vórtices Acústicos, Fuerza Acústica de Radiación

Abstract

The assessment of biological tissue elasticity is crucial in medical applications such as breast cancer or hepatic fibrosis diagnosis. Ultrasound elastography based on shear waves is a technique that provides information about tissue mechanical properties. In this study, we propose a new elastographic technique based on the transfer of angular momentum to soft tissue using acoustic vortices. While conventional focused beams push tissue in the propagation direction, vortex beams not only push but also apply torsion, allowing for more effective deformation. *In vitro* and *ex vivo* experiments support the effectiveness of this technique by showing that acoustic vortices reduce damage to healthy tissue by decreasing the mechanical index of the pulse. Increasing the magnitude of deformation improves the signal-to-noise ratio of induced shear waves and the robustness of algorithms for estimating tissue elasticity. Our research highlights the potential of elastography with acoustic vortices for a more precise and safe assessment of tissue elasticity in clinical applications.

Keywords: Elastography, Acoustic Vortex, Acoustic Radiation Force

PACS nº. 43.35.−c, 43.35.Cg, 43.35.Yb, 74.25.Ld

1 Introducción

La elastografía es una técnica de imagen médica desarrollada para cuantificar la rigidez de los tejidos, habiéndose popularizado significativamente en las últimas tres décadas. Existen diversas técnicas de elastografía; algunas de ellas miden la deformación relativa del tejido provocada por una tensión externa o interna [1], mientras que otras técnicas cuantifican la elasticidad mediante la velocidad de las ondas de cizalla que se propagan por el tejido blando al inducir deformaciones mediante técnicas como la fuerza acústica de radiación (ARF) [2]. Los métodos basados en ARF generan ondas mecánicas transversales que se desplazan a una velocidad mucho menor que las ondas ultrasónicas longitudinales. En esta técnica, el tejido se deforma mediante un pulso de empuje en la dirección del haz de ultrasonidos, transfiriendo momento lineal al tejido. Esto limita la generación de ondas de cizalla en la dirección transversal, restringiendo la estimación de la elasticidad a la zona lateral focal. Sin embargo, el uso de haces de vórtice focalizados para el empuje del tejido permite retorcer el tejido con mayor libertad que el empuje convencional.

En este estudio, proponemos utilizar un haz de vórtice acústico para aplicar una torsión al tejido en lugar de empujarlo. Un haz de vórtice acústico es un frente de onda longitudinal con una dislocación de fase en el eje del haz. Estos haces se caracterizan por un campo acústico cuya fase gira de forma $exp(i\theta L)$, donde θ es el ángulo polar y L es la carga topológica, generalmente un número entero. Debido a la singularidad de fase en el eje del haz, las ondas interfieren destructivamente, resultando en un campo nulo. Así, mientras que la fase de un vórtice acústico muestra una distribución helicoidal, el patrón de intensidad del haz de vórtice focalizado presenta un punto focal en forma de toroide. Los haces de vórtice pueden generarse mediante superficies helicoidales, arreglos de fase [3], rejillas de difracción en espiral [4] u hologramas [5]. Estos haces son de especial interés debido a su estructura de onda exótica, que permite la transferencia de momento angular [6], fomentando el desarrollo de técnicas biomédicas como la captura de bacterias y glóbulos rojos mediante vórtices ópticos [7], o para transceptores codificados por vórtices para comunicaciones submarinas [8].

Al focalizar un haz de vórtice dentro de un tejido blando, se generan ondas elásticas de torsión y un frente de ondas de cizalla. Las ondas de torsión implican un movimiento rotacional alrededor del eje de propagación, mientras que las ondas de cizalla presentan un movimiento transversal perpendicular a la dirección de desplazamiento de la onda. Este fenómeno permite cubrir un área mayor, mejorando así el campo de visión en los sistemas de imágenes de elastografía por ultrasonidos [9]. Además, puesto que los haces de vórtice son haces defocalizados, la amplitud e intensidad máxima en la zona focal es menor, por lo que el índice mecánico se reduce y se mejoran los márgenes de seguridad de esta nueva técnica elastográfica. En este trabajo, presentamos la primera demostración experimental de transferencia de momento angular a un tejido blando mediante el uso de vórtices acústicos.

2 Métodos

El prototipo utilizado se compone de un transductor focalizado y una sonda concéntrica para la adquisición de imágenes. Se empleó una fuente con cuatro elementos dispuestos en forma anular, con un diámetro externo de 64 mm, un diámetro interno de 32 mm y un radio de curvatura de 64 mm (modelo H-101, Sonic Concepts, USA). A su vez, para la generación de un vórtice acústico, se diseña una lente holográfica con un salto de fase para generar un haz de vórtice con carga topológica $L = 1$ (véase Fig. 1 (a). Esta configuración se usó para deformar el tejido mediante ARF, enfocando una ráfaga de pulsos de 200 µs de duración y 1.1 MHz de frecuencia a una profundidad de 64 mm. Para la transmisión de los pulsos de seguimiento, se utilizó una sonda lineal de imagen de 5.2 MHz y 64 elementos (modelo IP-105, Sonic Concepts, USA), operando a una frecuencia de repetición de pulsos de 4 kHz (véase

Fig. 1 (b). Los fotogramas en modo B se adquieren y componen empleando transmisiones de onda plana tras la excitación ARF. El desplazamiento del tejido se estima mediante la técnica de autocorrelación bidimensional [10]. Posteriormente, la velocidad de la onda de cizalla, c_s, se calculó a través del seguimiento en el dominio temporal y el análisis espectral espaciotemporal [11]. Finalmente, asumiendo un modelo mecánico que considera el tejido como un medio homogéneo, elástico, isotrópico e incompresible, se determinó el módulo de Young utilizando la relación $E = 3\rho_0 {c_s}^2$, donde ρ_0 representa la densidad del medio de propagación.

El campo acústico se calibra mediante mediciones un tanque de agua. La magnitud y la fase del campo acústico se midieron con un hidrófono de fibra óptica de reflectancia (HFO 690, ONDA Inc., Sunnyvale, CA, EE. UU.) con un elemento sensible de 100 µm de diámetro calibrado de 3 kHz a 150 MHz, acoplado a un sistema de ejes 3D (5 µm de precisión, PI Micos GmbH, Alemania). Los resultados experimentales se comparan con las expresiones analíticas [12] para confirmar la generación del vórtice con la lente holográfica.

Finalmente, con el propósito de verificar la transferencia de momento angular a un tejido blando, se llevó a cabo un experimento utilizando tres sondas, ver Fig. 2 (g). Este experimento incluyó dos transductores lineales de imagen de 7.6 MHz y 128 elementos (L11 5v, Verasonics Inc., USA), además del transductor previamente descrito encargado de generar el vórtice. El transductor de vórtice ejerce presión en el eje vertical y simultáneamente produce una torsión en el plano transversal. Para corroborar esta torsión en el tejido, se colocaron las dos sondas lineales en el plano transversal a la altura focal del vórtice, dispuestas con un ángulo de 90º entre ellas, con el fin de captar las deformaciones en los ejes axial y lateral, y medir la componente rotacional en el plano transversal. El empuje empleando el haz de vórtice es comparado con un empuje de un haz focalizado convencional.

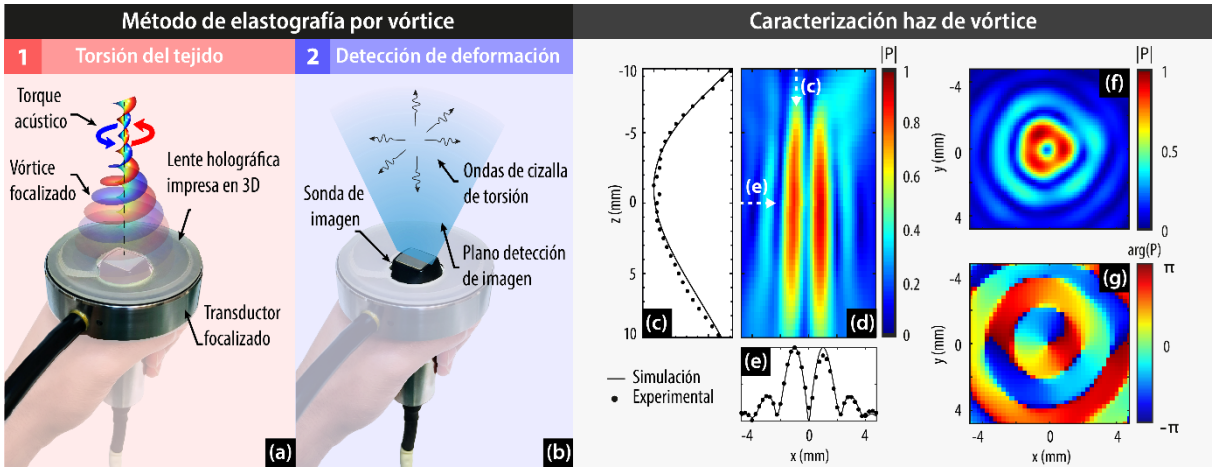


Figura 1 – Descripción del método de empuje y torsión por vórtice (a) y la posterior detección de los desplazamientos de torsión (b). Caracterización experimental del campo de presión acústico en un plano sagital (d) y axial (f) comparados con los resultados de simulación (c, e). Plano axial de la fase de la presión acústica que confirma la generación del haz de vórtice a la altura focal (g).

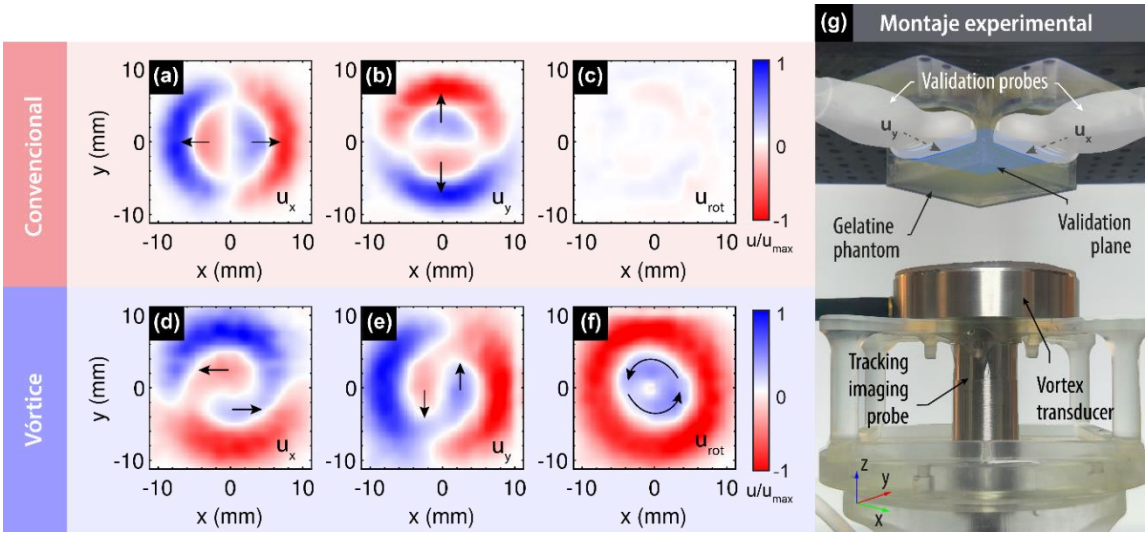


Figura 2 – Desplazamientos obtenidos en una phantom de gelatina tras excitar con un haz focalizado convencional (a-c) y un haz de vórtice (d-f). La primera y segunda columna corresponden a las deformaciones en el eje x (a, d) y en el eje y (b, e) respectivamente. La última columna es la componente rotacional (c, f) calculada con las deformaciones obtenidas en el plano x-y. La figura de la derecha muestra el sistema experimental (g).

3 Resultados

Los resultados de la caracterización del campo acústico evidencian una alta concordancia entre los valores analíticos y los experimentales, tal como se muestra en las Figs. 1 (c, e). En el plano sagital (x, 0, z) representado en la Fig. 1 (d) y en el plano transversal a la altura focal (x, y, F) ilustrado en la Fig. 1 (f), se confirma la estructura toroidal característica de un haz de vórtice. Adicionalmente, el mapa de fase del plano transversal presentado en la Fig. 1 (g) ratifica la dislocación de fase generada por la lente holográfica de vórtice con carga topológica $L = 1$.

En la Fig. 2 se presentan los resultados del experimento de validación de la transferencia de momento angular a un phantom de gelatina. En este experimento, se compararon las deformaciones obtenidas mediante un pulso focalizado convencional (rojo) y un pulso focalizado de vórtice (representado en azul) en las componentes axial (u_y), lateral (u_x) y rotacional (u_θ). Los resultados indican que el uso de un pulso focalizado convencional genera una onda esférica con una componente rotacional prácticamente nula, ver Fig. 2 (c). En contraste, al emplear un haz de vórtice, la componente rotacional es cinco veces mayor, ver Fig. 2 (f), lo que demuestra la efectividad del haz de vórtice en la transferencia de momento angular al tejido.

4 Conclusiones

En este estudio, se ha demostrado experimentalmente la capacidad de los haces de vórtice acústico para transferir momento angular a tejidos blandos. Los resultados obtenidos indican que, en comparación con los pulsos focalizados convencionales, los haces de vórtice generan una componente rotacional significativamente mayor en el tejido, lo cual se traduce en una deformación más compleja y amplia. Esta capacidad de inducir torsión permite una estimación más precisa y amplia de la elasticidad del tejido, mejorando potencialmente tanto el campo de visión como el espectro angular del campo de desplazamiento de forma controlada. Además, la técnica propuesta muestra una mayor eficiencia en la distribución de la energía, reduciendo el índice mecánico y mejorando los márgenes de seguridad. Estos hallazgos sugieren que los haces de vórtice acústico pueden ser una herramienta valiosa en la mejora de las técnicas de elastografía bidimensional mediante métodos espectrales.

Agradecimientos

Esta investigación ha sido financiada por el Ministerio Español de Ciencia e Innovación a través del contrato Ramón y Cajal RYC2021-034920-I. Agradecemos el apoyo de la Agencia Estatal de Investigación PID2022-142719OB-C21 financiado por MCIN/ AEI/10.13039/501100011033)y a la Agència Valenciana de la Innovació a través de las Ayudas INNVA1/2020/92, INNVA1/2022/37, INNVA2/2022/11, y de la Generalitat Valenciana a través de los programas Programa de Garantía Juvenil EDGJID/2021/189 y el Programa Equipamiento e Infraestructuras FEDER 2021-22 IDIFEDER/2021/004.

Referencias

[1] J. Ophir, I. Céspedes, H. Ponnekanti, Y. Yazdi, y X. Li, «Elastography: a quantitative method for imaging the elasticity of biological tissues», *Ultrason. Imaging*, vol. 13, n.º 2, pp. 111-134, abr. 1991, doi: 10.1177/016173469101300201.

[2] T. Sugimoto, S. Ueha, y K. Itoh, «Tissue hardness measurement using the radiation force of focused ultrasound», en *IEEE Symposium on Ultrasonics*, dic. 1990, pp. 1377-1380 vol.3. doi: 10.1109/ULTSYM.1990.171591.

[3] B. T. Hefner y P. L. Marston, «An acoustical helicoidal wave transducer with applications for the alignment of ultrasonic and underwater systems», *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 106, n.º 6, pp. 3313-3316, nov. 1999, doi: 10.1121/1.428184.

[4] N. Jiménez, V. Romero-García, L. M. García-Raffi, F. Camarena, y K. Staliunas, «Sharp acoustic vortex focusing by Fresnel-spiral zone plates», *Appl. Phys. Lett.*, vol. 112, n.º 20, p. 204101, may 2018, doi: 10.1063/1.5029424.

[5] S. Jiménez-Gambín, N. Jiménez, y F. Camarena, «Transcranial Focusing of Ultrasonic Vortices by Acoustic Holograms», *Phys. Rev. Appl.*, vol. 14, n.º 5, p. 054070, nov. 2020, doi: 10.1103/PhysRevApplied.14.054070.

[6] J.-L. Thomas y R. Marchiano, «Pseudo Angular Momentum and Topological Charge Conservation for Nonlinear Acoustical Vortices», *Phys. Rev. Lett.*, vol. 91, n.º 24, p. 244302, dic. 2003, doi: 10.1103/PhysRevLett.91.244302.

[7] A. Ashkin, J. M. Dziedzic, y T. Yamane, «Optical trapping and manipulation of single cells using infrared laser beams», *Nature*, vol. 330, n.º 6150, Art. n.º 6150, dic. 1987, doi: 10.1038/330769a0.

[8] K. Wu, J.-J. Liu, Y. Ding, W. Wang, B. Liang, y J.-C. Cheng, «Metamaterial-based real-time communication with high information density by multipath twisting of acoustic wave», *Nat. Commun.*, vol. 13, n.º 1, p. 5171, sep. 2022, doi: 10.1038/s41467-022-32778-z.

[9] E. González-Mateo, N. Jiménez, y F. Camarena, «Quasi-omnidirectional shear wave generation using acoustic vortices for elastography», en *2022 IEEE International Ultrasonics Symposium (IUS)*, oct. 2022, pp. 1-4. doi: 10.1109/IUS54386.2022.9957369.

[10] T. Loupas, J. T. Powers, y R. W. Gill, «An axial velocity estimator for ultrasound blood flow imaging, based on a full evaluation of the Doppler equation by means of a two-dimensional autocorrelation approach», *IEEE Trans. Ultrason. Ferroelectr. Freq. Control*, vol. 42, n.º 4, pp. 672-688, jul. 1995, doi: 10.1109/58.393110.

[11] P. Kijanka y M. W. Urban, «Local Phase Velocity Based Imaging: A New Technique Used for Ultrasound Shear Wave Elastography», *IEEE Trans. Med. Imaging*, vol. 38, n.º 4, pp. 894-908, abr. 2019, doi: 10.1109/TMI.2018.2874545.

[12] N. Jiménez, J. M. Benlloch, y F. Camarena, «A new elastographic technique using acoustic vortices», en *2020 IEEE International Ultrasonics Symposium (IUS)*, sep. 2020, pp. 1-4. doi: 10.1109/IUS46767.2020.9251417.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

TOTAL FOCUSING METHOD PARA APERTURAS 2D BASADO EN ARRAYS DISPERSOS SOBRE PWI

Óscar Martínez Graullera[1], Luis Elvira Segura[1], Montserrat Parrilla Romero[1], Alberto Ibáñez Rodríguez[1]

[1]ITEFI (CSIC), C/Serrano 144, Madrid 28006, Spain
oscar.martinez@csic.es, luis.elvira@csic.es, m.parrilla@csic.es, alberto.ibanez@csic.es

Resumen

Inicialmente, la conformación del haz ultrasónico a partir de la proyección del Full Matrix Capture sobre el coarray fue propuesta como una solución para conseguir una reducción significativa del coste computacional de la generación de imagen sintética de alta calidad. Basándonos en este modelo, explotando estadísticamente la diversidad espacial a partir del coarray disperso, en trabajos previos diseñamos un procedimiento de análisis que mejora del rango dinámico.

El presente trabajo parte de este antecedente para estudiar como explotar la diversidad del arrays 2D para mejorar el rango dinámico y la velocidad de adquisición. Para ello, junto con el concepto de array disperso en recepción se explota la emisión en plane wave, desarrollando a partir de ambos un modelo estadístico de la reflectividad del punto que constituya la base de nuestra propuesta de conformador. Las conclusiones obtenidas se basan tanto en resultados teóricos obtenidos a partir de modelos sintéticos, como de datos obtenidos experimentalmente.

Palabras clave: imagen ultrasonica, arrays 2D, plane wave imaging, aperturas dispersas, conformador de haz.

Abstract

Initially, the formation of the ultrasonic beam from the projection of the Full Matrix Capture onto the coarray was proposed as a solution to achieve a significant reduction in the computational cost of high-quality synthetic image generation. Based on this model, by statistically exploiting the spatial diversity from the sparse coarray, we designed an analysis procedure in previous works that improves the dynamic range.

The present work builds on this background to study how to exploit the diversity of 2D arrays to improve the dynamic range and acquisition speed. To this end, along with the concept of a sparse array in reception, plane wave emission is utilized. Developing from both, a statistical model of point reflectivity that forms the basis of our beamforming proposal is created. The conclusions drawn are based on both theoretical results obtained from synthetic models and data obtained experimentally

Keywords: ultrasonic imaging, arrays 2D, plane wave imaging, sparse aperturas, beamforming.

PACS nº. 43.35.Zc, 43.35.Yd

1 Introducción

La paulatina mejora de los métodos y procedimientos de fabricación de transductores, apoyados en algunos casos por la introducción de técnicas de microelectrónica, ha permitido que se comiencen a comercializar aperturas densamente pobladas [1,2,3]. En cierta forma, esto ha iniciado una nueva etapa en la imagen ultrasónica con nuevas estrategias de imagen, pero también nos ha enfrentado a nuevos problemas. En la actualidad, el principal problema está en la gestión de estos miles, y en ocasiones decenas de miles, de elementos transductores que precisan para su uso de amplificadores, conversores, filtros, pulsers, etc., y que generan un gran volumen de datos que debe de procesarse en tiempo real. Nos encontramos pues en la contradicción de poder fabricar grandes aperturas, pero de no disponer de equipamiento adecuado para manejarlas.

A nivel de laboratorio una solución, a costa de un elevado coste en equipamiento, está en la sincronización de equipos cada uno de los cuales controla parte de la apertura en bloques (los equipos de Verasonic y Dasel controlan 1024 elementos acoplando hasta cuatro equipos con 256 canales cada uno). Otra solución, desarrollada por Philips, es incluir una etapa de prefocalización analógica en la cadena de procesado segmentada de forma que paulatinamente vayan reduciendo el número de cables hasta alcanzar un número asimilable al estándar de los equipos de imagen comerciales [4]. Por otro lado, existe un interés creciente en la apertura sintética donde, a pesar de su baja relación señal a ruido, podemos establecer un interesante equilibrio entre el grado de paralelismo del hardware, el tiempo de adquisición y las prestaciones del procesamiento [5].

En el caso de los arrays bidimensionales, dado el pequeño tamaño de sus elementos, la aplicación de apertura sintética se ve muy condicionado por la relación señal a ruido. Por otro lado, la imagen convencional, con la adquisición de miles de haces con focalización/barrido espacial en emisión/recepción, no es funcional en un número significativo de aplicaciones médicas [6]. Ante este panorama han proliferado un gran número de trabajos que explota una modalidad de imagen que, limitando el espacio de la imagen a la proyección del array, reconstruyen la imagen 3D a partir de la respuesta de eco de un conjunto reducido de ondas planas emitidas con distinta orientación obteniendo así una máxima insonificación del espacio [6].

El presente trabajo explota el concepto de onda plana. El empleo de aperturas dispersas para la generación y recepción de estas ondas es un objeto de estudio interesante para los objetivos del trabajo. Sin embargo, en este documento nos centramos en cómo manejar la recepción para aumentar la diversidad en el proceso de conformación y mejorar el contraste. En última instancia lo que se propone es sustituir la diversidad en emisión por la diversidad en recepción [7], ejecutando desde un sólo disparo, o un número reducido de disparos, una estimación estadística de la reflectividad.

2 Total Focusing Method

2.1 En apertura sintética

La modalidad de imagen Total Focusing Method consiste en componer cada punto de la misma compensando todos los tiempos de propagación de la onda ultrasónica, tanto de emisión como de recepción. Esta técnica, operando con las señales disociadas de cada par de emisión/recepción de la apertura, proporciona la máxima calidad a nivel de resolución lateral.

En imagen sintética podemos definir el conjunto de señales que componen un punto de la imagen

$$\mathrm{FMC}(\vec{\mathrm{x}}):\left\{\mathrm{s_{ij}}(\tau),\tau=\left|\frac{\vec{\mathrm{x}}-\vec{\mathrm{x}_i}}{c}\right|+\left|\frac{\vec{\mathrm{x}}-\vec{\mathrm{x}_j}}{c}\right|,\forall i,j=[1,N]\right\} \quad (1)$$

Asumiendo que cualquier señal $s_{ij}(t)$ perteneciente a una adquisición FMC (emisor i-receptor j) está compuesta por ruido, tanto eléctrico como acústico, $n_{ij}(t)$ y el valor de la reflectividad $m_{ij}(x)$ asociado al punto.

$$s_{ij}(\tau)=m_{ij}(\vec{x})+n_{ij}(\tau)\cong m(\vec{x})+n_{ij}(\tau) \quad (2)$$

Si consideramos que todas las señales miden un mismo valor de reflectividad *m(x)*, la estima de la reflectividad se obtiene a partir de:

$$\widehat{m}(\vec{x})=\left|m(\vec{x})+\sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{N}\frac{n_{ij}(\tau)}{N^2}\right|=|m(\vec{x})+n(\vec{x})| \quad (3)$$

Tomaremos este valor como máximo exponente de la calidad a nivel de resolución que podemos alcanzar. No obstante, este modo de imagen tiene un problema de contraste que es necesario analizar. Dejando de lado los problemas de penetración, el contraste queda determinado por el número de señales que se involucran, dando su máximo valor cuando se dispone de todo el conjunto FMC (Full Matrix Capture), y un menor contraste cuando es un subconjunto de estas escogidas de forma que completan las frecuencias espaciales del coarray. Por otro lado, el problema del contraste asociado a la penetración viene de la poca energía radiada por los elementos individuales, que el caso de las aperturas bidimensionales es muy bajo.

En los últimos años la imagen de alta frecuencia está adquiriendo un gran interés como herramienta diagnóstica tanto para la identificación de estructuras como para la caracterización de tejidos. Sin embargo, es un hecho conocido que los tejidos biológicos muestran una gran atenuación al paso de los ultrasonidos, especialmente en alta frecuencia. La técnica de imagen de onda plana responde a la necesidad de generar frentes de onda con alta capacidad de penetración sobre los que podamos generar procesos de conformado dinámicos a modo del TFM.

2.2 En imagen de onda plana

La emisión de todos los elementos de la apertura al unisono genera una onda plana que se propaga por el material con el máximo de energía que la apertura es capaz de componer. En este caso, la recepción puede ser focalizada sobre cada punto de la imagen al modo convencional, y la emisión debe ser compensada por la distancia de cada punto al frente plano generado en emisión.

$$FMPW(\vec{x}):\left\{\mathrm{s_i}(\tau),\tau=\left|\frac{\vec{\mathrm{x}}-\vec{\mathrm{x}_i}}{c}\right|+\frac{|xA+yB+zC+D|}{c\sqrt{A^2+B^2+C^2}}\forall i=1\ldots N\right\} \quad (4)$$

Definimos entonces como el Full Matrix Plane Wave del punto x (FMPW) al conjunto de muestras que componen la estima de la reflectividad en el respectivo punto teniendo como emisión una plane wave. Donde el plano que define la emisión viene dado por Ax+By+Cz+D=0

Aunque este procedimiento mejora nuestra capacidad de penetración y podemos componer la imagen con un sólo disparo, lo cierto es que la calidad de la imagen generada está limitada a la consistencia del

frente, que está limitado a la proyección de la apertura y que, además, presenta un alto nivel de lóbulos secundarios. Con objeto de mejorar el contraste se ha propuesto generar varias emisiones, varios frentes planos con distintas inclinaciones que cambien la naturaleza de los lóbulos secundarios mientras los reflectores se mantienen en sus posiciones. Las imágenes generadas por cada frente se suman de forma coherente componiendo una nueva imagen de mejor calidad. Este proceso compromete la velocidad de adquisición, pero, dentro de la proyección de la apertura, la diversidad en la distribución de los lóbulos mejora la calidad de la imagen [6]. En la práctica, estos nuevos frentes están muy limitados en el ángulo que pueden deflectar puesto que interesa que la máxima energía se concentre en la proyección de la apertura. Hemos observado que, a partir de un determinado número, aunque se genera una mejora residual del contraste al colaborar a eliminar el ruido, la mejora es poco significativa en términos de resolución.

2.3 En imagen de onda plana con recepción sobre aperturas dispersas

Una alternativa para aumentar la diversidad, sin incrementar el número de disparos, es introducir mecanismos para que esta sea generada en recepción. Así, tomando como base el concepto de apertura dispersa, sobre una misma adquisición podemos generar centenares o miles de imágenes con diferentes patrones de distribución de lóbulos secundarios. Sobre estos datos, asumiendo que la situación que se genera en el material con la propagación de múltiples ecos es análoga a un problema multipath de radiocomunicaciones, realizamos un estudio estadístico que ajuste estos datos a una Distribución de Rice [7]. Así, para cada punto se calcula una Distribución de Rice ad-hoc que modela todas las posibles soluciones:

$$f(y|\vartheta,\sigma) = \frac{y}{\sigma^2} exp\left(\frac{-(y^2+\vartheta^2)}{2\sigma^2}\right) I_o\left(\frac{y\vartheta}{\sigma^2}\right) \tag{4}$$

donde los valores de σ y υ se estiman a partir de la media y la varianza obtenida a partir de los datos.

En este caso, dado que contamos con todo el conjunto de recepción, por simplicidad en el desarrollo asumimos que, para un análisis estadístico, usando una máscara de apodización con valores aleatorios obtenemos un resultado semejante a emplear aperturas dispersas al tiempo que damos mayor continuidad al histograma resultante. Otro motivo para no usar dispersión real es que los arrays de que se dispone en la experimentación son pequeñas aperturas con pocos elementos, por lo que se podría introducir un sesgo en los resultados si eliminamos elementos de forma indiscriminada.

Así, en vez de apagar o encender los elementos lo que hemos hecho es generar una máscara aleatoria de ganancias uniformemente distribuida entre]0,1]. Para que esto funcione es necesario tener el nivel de energía promediado en todos los sucesos y generar un conjunto grande. Así un suceso viene determinado por:

$$\widehat{m} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{N} e_i} \sum_{i=1}^{N} e_i \left(m(\vec{x}) + n_i(\tau)\right) = m(\vec{x}) + \frac{\sum_{i=1}^{N} e_i n_i(\tau)}{\sum_{i=1}^{N} e_i} \tag{5}$$

Lo que básicamente nos dice este proceso es que las soluciones pueden ser estadísticamente acotadas y que podemos diseñar funciones específicas de minimización de ruido para cada punto adecuándonos a las necesidades de calidad de la imagen. En los trabajos previos optamos por obtener el cuartil que proporciona una baja probabilidad de suceso [7]. No obstante, este proceso tiene un coste computacional considerable. Una forma de reducir este coste, además de diseñar los algoritmos de cálculo para explotar

la arquitectura multicore, es tomar un número significativo de estimas y simplificar el proceso tomando el mínimo valor obtenido. En este caso el proceso sería análogo a la búsqueda heurística de una función de apodización para minimizar de forma particular la reflectividad en cada punto de la imagen.

Aplicar esto sobre un modelo PWI de un sólo frente de ondas es sencillo, pero cuando empleamos varias ondas planas es necesario definir una estrategia de fusión de las imágenes. Hemos tomado dos posibles soluciones. Por un lado, la selección del mínimo absoluto entre imágenes. Por otro lado, la suma coherente entre imágenes hecha de tal forma que, dada una imagen, la estima parcial seleccionada en la siguiente imagen debe minimizar la imagen obtenida.

3 Experimentación

Para evaluar la propuesta hemos tomado datos experimentales de dos arrays, uno bidimensional de 11x11 elementos (fc 3MHz, capa de adaptación para metales) preparado para aplicaciones de NDT, y otro lineal de 64 diseñado para aplicaciones médicas (fc 2.6MHz, capa de adaptación para agua).

Los datos, capturados siguiendo un procedimiento SAFT, se preprocesan para componer, de forma sintética la PWI correspondiente a las necesidades del experimento. Excluimos, por tanto, el problema de la capacidad de penetración del análisis de los resultados y nos centramos en analizar cuál es el papel de la diversidad en recepción y en qué forma nos ayuda a reducir el número de adquisiciones.

3.1 Imagen con array 2D de un reflector plano

Tomando una apertura 2D de 11x11, nuestro caso de estudio es una pieza de metacrilato a la que se ha hecho un taladro. Desde un plano XZ se determina un punto de interés en Z y se saca un nuevo plano XY para obtener una imagen del objeto de interés. Dado el tamaño de este array, la PWI en este plano esta circunscrita en un área de 11x11mm.

En la figura 1 se muestran los resultados obtenidos para ese plano del espacio. Se han probado distintos modos de operación tomando como referencia de excelencia el resultado de 1A TFM-SAFT. El resto de resultados son configuraciones PWI. Las figuras 1B y 1C han sido obtenidas con un solo disparo plano. En el caso de la 1B hemos usado una conformación DAS dinámica en recepción. En el caso de la 1C un conformador estadístico de selección a mínimos. Las imágenes 1D, 1E y 1F se han hecho con 21 frentes planos: 5 ángulos en elevación en el intervalo]0º, 2º] , 4 en azimut [0º, 260º] más el plano (0º,0º). Las imágenes 1D y 1F se han hecho promediando las imágenes. La 1E se ha hecho a mínimos entre todas las imágenes. En todas las imágenes se han marcado cortes a -6, -12 y -24 dB. Para componer las 21 subimagenes de 1E y 1F se han empleado 100 estimas por punto de la imagen. Para componer 1C se han empleado 1000 estimas por punto.

Si observamos los cortes de la figura 2 podemos decir que la mejora que introduce nuestra conformación en el contraste, respecto a sus respectivas PWI de referencia, va de 5dB (figuras 2C y 2F) a 10dB, como es el caso de la 2E. Donde hemos aplicado múltiples PWI combinadas a mínimos.

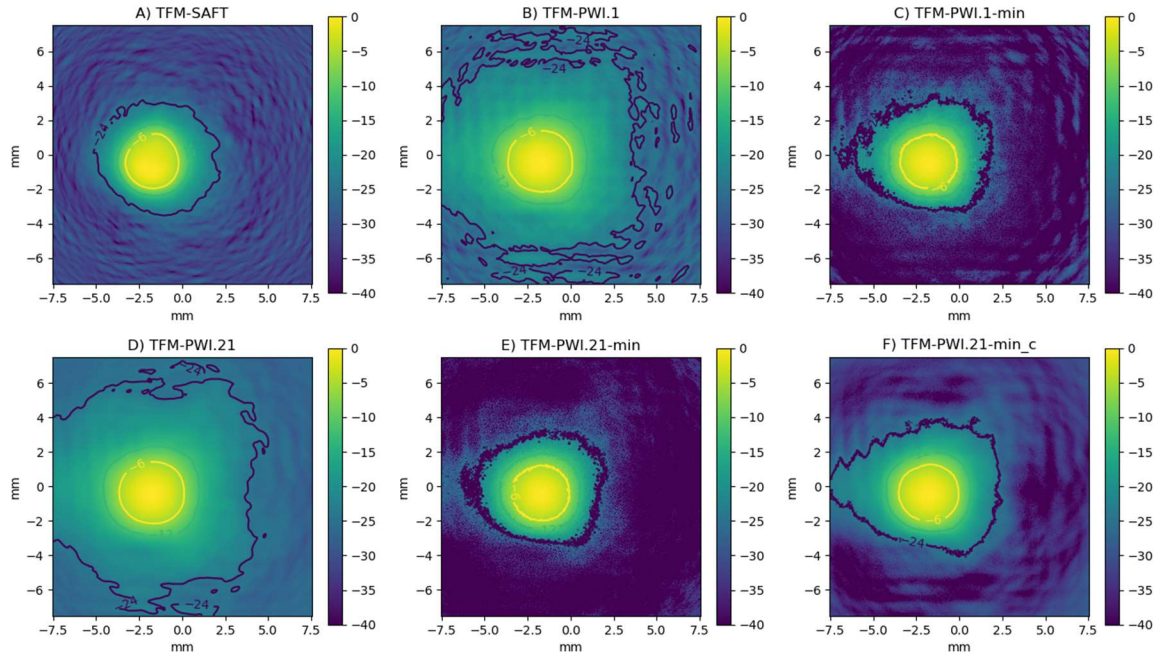


Figura 1 - Imágenes de un taladro en una pieza de metacrilato compuestas con distintas técnicas de imagen.

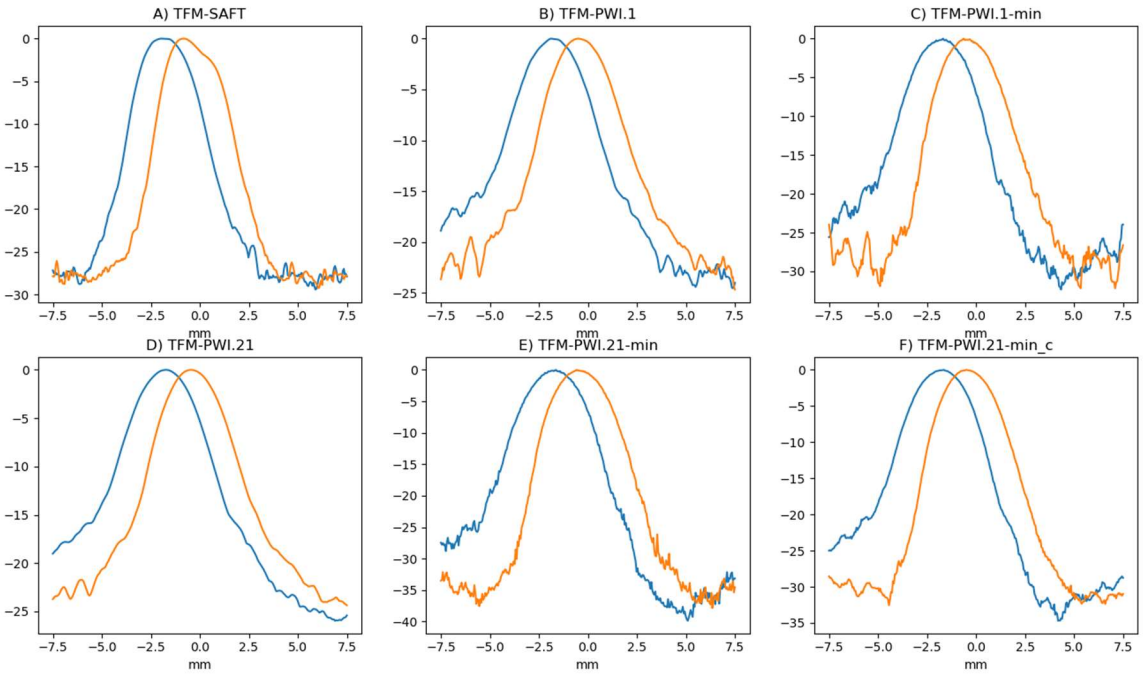


Figura 2 - Imágenes de un taladro en una pieza de metacrilato compuestas con distintas técnicas de imagen. Cortes laterales de máximos para el eje X (azul) e Y (naranja).

En general las soluciones basadas en mínimos (1C, 1E y 1F) tienen un mayor contraste que todas las demás imágenes, incluida la SAFT. De estas tres, la 1F es la que tiene menor contraste, pero también la que presenta un perfil más suave, debido al filtro paso bajo del promediado ente las subimagenes. Las dos imágenes PWI.1 reflejan en su patrón de lóbulos la proyección de onda plana. En el corte a -24dB las imágenes 1A, 1C y 1E son muy similares. Esto demuestra que nuestro conformador estadístico es capaz de proporcionar la diversidad suficiente para mejorar el contraste de las imágenes. La imagen 1D, PWI con 21 disparos, no alcanza los resultados de la 1A y tiene un resultado no muy diferente de la 1B. En la figura 2, donde se presentan los cortes de máximos laterales en los ejes X e Y, podemos observar las diferencias entre las PWI en la caía de las campanas y en el fondo de ruido. Por otro lado ninguna de las imágenes PWI mejora la calidad del SAFT en resolución lateral.

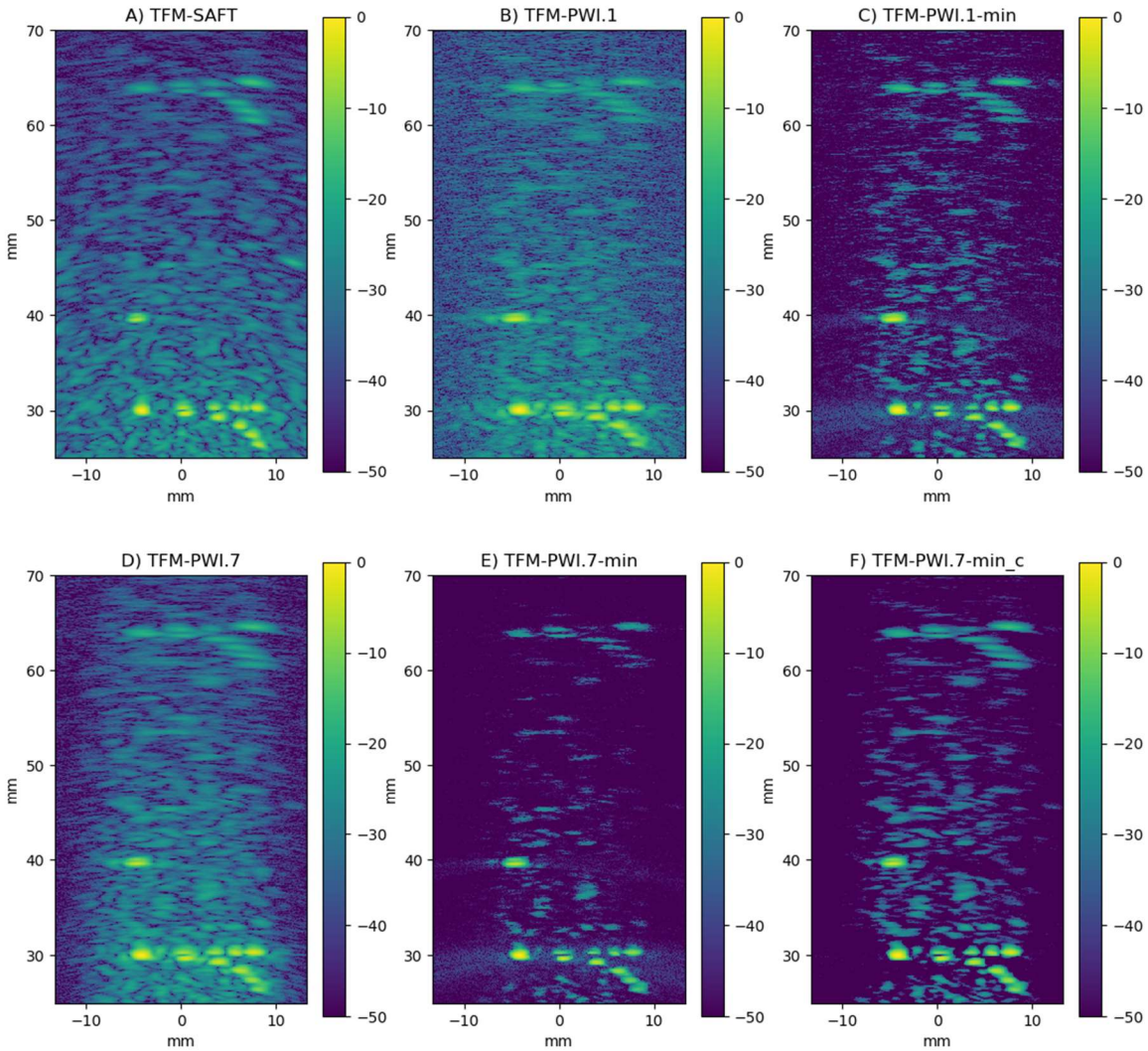


Figura 3 - Imágenes de un phantom CIRS 040GSE con un array lineal de 64 elementos.

3.2 Imagen con array 1D de 64 elementos sobre phantom médico

Aplicando los mismos procedimientos de análisis sobre los datos adquiridos de un phantom CIRS 040GSE con un array lineal de 64 elementos, se genera una imagen, que profundiza hasta 70mm en la pieza. Se recogen dos estructuras para medir la resolución lateral separadas más de 60 milímetros en profundidad y un reflector puntual a 40mm.

En la figura 3 presentamos los resultados, donde la nomenclatura de los mismos es la descrita en la figura 1. La imagen 3A genera la máxima calidad, mostrando la mayor resolución lateral. De nuevo son las imágenes con el conformado estadístico 3C, 3E y 3F las que muestran el mayor contraste. En estas imágenes se hace evidente que la región que la técnica PWI es capaz de generar, queda bajo la proyección de la apertura.

En contraste con los resultados de la figura 1, de entre esas tres, la solución que mejor desempeño ofrece es la 3F. La 3E resulta demasiado agresiva en su recorte, hasta el punto que afecta a la visibilidad del último bloque de reflectores. Además, si bien los lóbulos secundarios se reducen, se observa que se forma rastro que sigue la región donde antes se localizaban los lóbulos secundarios, generando un artefacto. Probablemente es porque la reducción de los lóbulos no es uniforme en toda la región. Este efecto no se ve en la imagen 3F, donde el filtro paso bajo que supone la mezcla de imágenes suaviza mejor los lóbulos secundarios. Además, de todas las imágenes es la que mejor visibilidad ofrece del grupo de reflectores más profundo.

La figura 4 muestra la imagen de un phatom de corazón (CIRS Ultrasound Heart Phantom mod. 067) donde podemos observar algunos de las cavidades. De nuevo la imagen que mejor resultado ofrece es la 4F donde se combina un PWI de varios planos con la combinación coherente a mínimos. No obstante, el resultado con una sola onda plana, imagen 4C, genera un resultado con un compromiso muy bueno entre calidad y tiempo de adquisición.

4 Conclusiones

Se ha presentado una técnica de beamforming para Plane Wave que ofrece una mejora significativa del contraste frente al PWI convencional. El modelo a un sólo tipo ofrece un buen compromiso entre contraste y velocidad, mejorando incluso respecto al SAFT. No obstante, en lo que a la resolución lateral, el SAFT mantiene su ventaja. Con esta técnica creemos que podemos mejorar los resultados de ciertas aplicaciones de imagen de alta velocidad.

La combinación de múltiples ondas planas ofrece el mejor resultado en términos de contraste, generando una imagen muy nítida. Nuestro objetivo a futuro es introducir operaciones que ayuden a mejorar la resolución lateral.

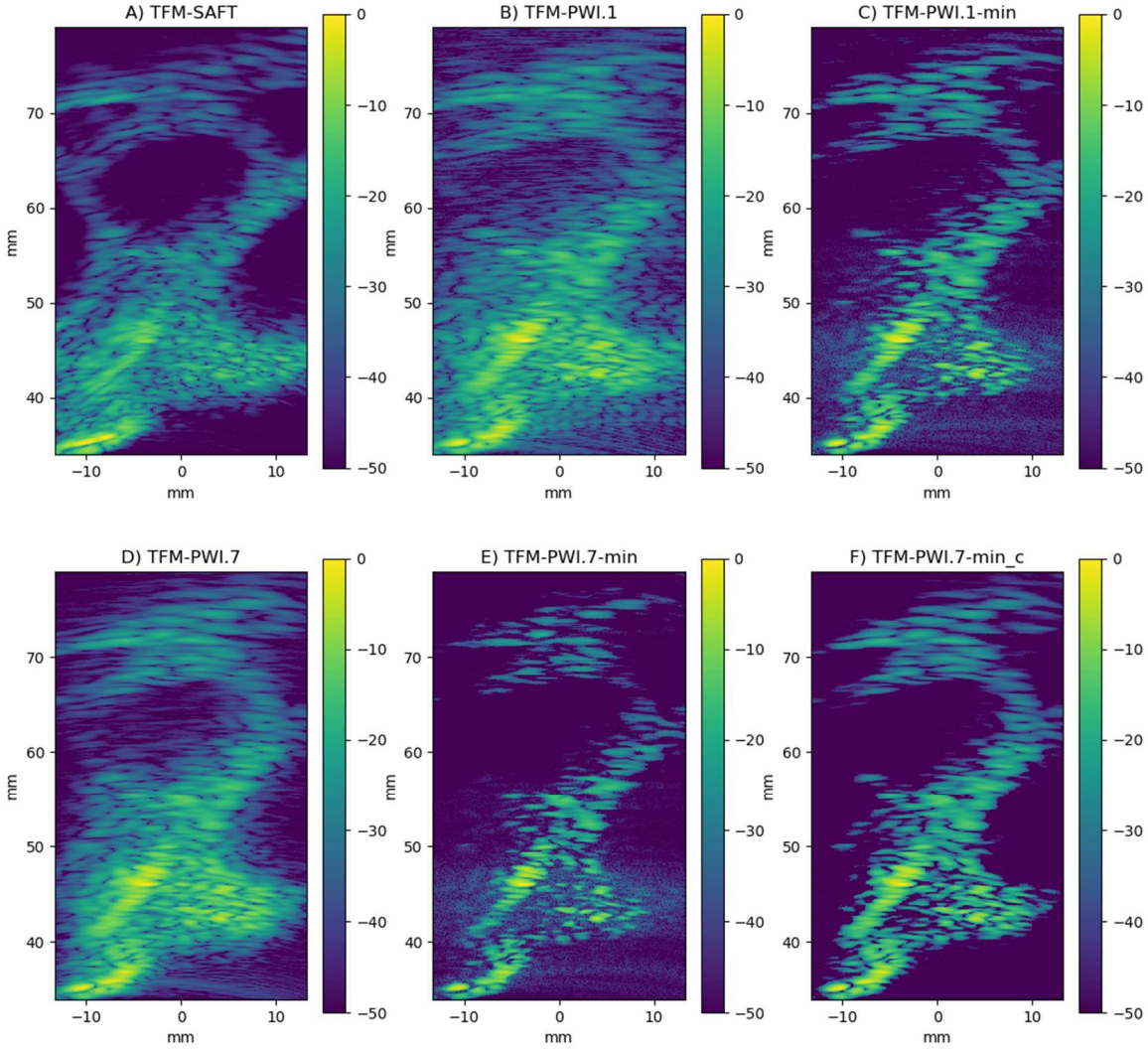


Figura 4 - Imagen de un corazón con un array lineal de 64 elementos.

Agradecimientos

Esta publicación es parte del proyecto PID2022-138013OB-I00, financiado por MCIN /AEI /10.13039 /501100011033 /FEDER, UE

Referencias

[1] C. H. Seo and J. T. Yen, "A 256 x 256 2-D array transducer with row-column addressing for 3-D rectilinear imaging," in *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 56, no. 4, pp. 837-847, April 2009, doi: 10.1109/TUFFC.2009.1107.

[2] Mohammad Rahim Sobhani, Mahyar Ghavami, Roger J. Zemp, "Bias-Sensitive 128x128 hand-held TOBE ultrasound probe based on electrostrictive PMN-PT for photoacoustic applications (Withdrawal Notice)", *Opto-Acoustic Methods and Applications in Biophotonics VI*, pp.30, 2023.

[3] C. Chen *et al*., "A Front-End ASIC With Receive Sub-array Beamforming Integrated With a 32×32 PZT Matrix Transducer for 3-D Transesophageal Echocardiography," in *IEEE Journal of Solid-State Circuits*, vol. 52, no. 4, pp. 994-1006, April 2017, doi: 10.1109/JSSC.2016.2638433

[4] U. -W. Lok and P. -C. Li, "Microbeamforming With Error Compensation," in *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, vol. 65, no. 7, pp. 1153-1165, July 2018, doi: 10.1109/TUFFC.2018.2834411.

[5] H. -f. Lin, Y. -c. Zengqiu, W. -t. Wu, P. Li, E. Zhou and Z. Cao, "A Fast TFM Imaging Algorithm With Tradeoff Between Resolution And Contrast," *2020 15th Symposium on Piezoelectrcity, Acoustic Waves and Device Applications (SPAWDA)*, Zhengzhou, Henan Province, China, 2021, pp. 437-440, doi: 10.1109/SPAWDA51471.2021.9445488.

[6] G Montaldo, M Tanter, J Bercoff et al., "Coherent plane-wave compounding for very high frame rate ultrasonography and transient elastography", *IEEE Trans Ultrason Ferroelectr Freq Control*, vol. 56, no. 3, pp. 489-506, 2009.

[7] Yagüe-Jiménez, V.; Ibáñez Rodríguez, A.; Parrilla Romero, M.; Martínez-Graullera, O. Rician Beamforming: Despeckle Method via Coarray Projection Stochastic Analysis. *Appl. Sci.* **2020**, *10*, 847. https://doi.org/10.3390/app10030847

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CLASIFICACIÓN AUTOMÁTICA NO SUPERVISADA DE TEJIDOS BLANDOS USANDO CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS OBTENIDAS DE LA IMAGEN ULTRASÓNICA

Óscar Martínez Graullera[1], Luis Elvira Segura[1], Montserrat Parrilla Romero[1], Alberto Ibáñez Rodríguez[1], Carmen Durán Gómez[1]

[1]ITEFI (CSIC), C/Serrano 144, Madrid 28006, Spain
oscar.martinez@csic.es, luis.elvira@csic.es, m.parrilla@csic.es, alberto.ibanez@csic.es, carmen.duran@csic.es

Resumen

Las técnicas de Quantitative Ultrasound Imaging miden propiedades físicas de los tejidos a partir de las interacciones de ondas de ultrasonido con la microestructura del tejido. Su propósito es determinar propiedades que no son visibles en la imagen de reflectividad, pero que al igual que estas pueden mapearse sobre el espacio de interés y pueden proporcionar información útil para un diagnóstico eficiente.
En este trabajo, operando sobre un símil experimental dopado con diferentes concentraciones de dispersores y partiendo de la distribución de amplitudes de los ecos ultrasónicos del tejido ajustados a una distribución K-homodina, estimamos la absorción del sonido por el tejido a través de los cambios en la energía reflejada que producen estos dispersores, así como la concentración de dispersores. El estudio realizado incluye la evaluación de los parámetros característicos de la distribución en distintas bandas de frecuencia para generar una serie de representaciones intermedias sobre las que se aplican operaciones de agrupamiento no supervisado. Estos resultados se mapean sobre el espacio de interés identificando zonas con coherencia estructural con las que pretendemos identificar los tipos de materiales subyacentes en la medida.
Los resultados resaltan la significación de los parámetros escogidos para caracterizar los tejidos y la bondad de estos algoritmos para operar en aplicaciones de clasificación automática sin información previa.

Palabras clave: Quantitative Ultrasound Imaging, autoclasificación, imagen ultrasónica.

Abstract

Quantitative Ultrasound Imaging techniques measure physical properties of tissues based on the interactions of ultrasound waves with tissue microstructure. Their purpose is to obtain tissue properties that are not visible in the reflectivity image but, like these, can be mapped onto the space of interest and can provide useful information for efficient diagnosis. In this work, operating on an experimental analogue doped with different concentrations of scatterers and starting from the distribution of amplitudes of tissue ultrasonic echoes adjusted to a K-homodyne distribution, we estimate tissue absorption through changes in the reflected energy produced by these scatterers, and the scatterer concentration.

The study includes the evaluation of these parameters in different frequency bands to generate a series of intermediate representations onto which unsupervised clustering operations are applied. These results are mapped onto the space of interest, identifying areas with structural coherence with which we intend to identify the types of underlying materials in the measurement. The results highlight the significance of the chosen parameters for characterizing tissues and the effectiveness of these algorithms to operate in environments without prior information and automatically classify with efficiency

Keywords: Quantitative Ultrasound Imaging, unsupervised pattern recognition, ultrasonic imaging.

PACS no. 87.63.dh, 43.35.W

1 Introducción

La mejora de las prestaciones de los sistemas ultrasónicos, en particular con el desarrollo de la imagen de alta frecuencia, ha abierto nuevas oportunidades en el campo de la imagen cuantitativa. Es un hecho conocido que los procesos infecciosos producen cambios en los tejidos que pueden ser medibles a partir del análisis del scattering en la imagen ultrasónica [1]. Ser capaces de evaluar estos cambios puede mejorar los procesos diagnósticos aumentado el valor de la imagen ultrasónica.

En general, dada la fuerte dependencia con la frecuencia de las características del scattering, la evaluación cuantitativa de los tejidos es más eficiente si se realiza en el dominio de la frecuencia [2]. Sobre este dominio se han desarrollado distintas técnicas de análisis que muestran sus resultados, mapeando sobre la imagen B-scan convencional capas de información cuantitativa relativa a la estructura de los tejidos insonificados [3, 4, 5]. Alternativamente, otras técnicas de análisis se basan en explotar la información estadística de la distribución de envolventes [6] asimilándola a distintas distribuciones estadísticas, distribuciones de Rice, Nakagami o K-homodina, sobre las que podemos identificar parámetros que pueden asociarse a la concentración de dispersores o al coeficiente de absorción de vibraciones [7]. Lo interesante surge cuando desde estos parámetros podemos identificar zonas con microestructura homogénea y cambios con referencia estructural en el tejido, que no son reconocibles sobe la imagen b-scan convencional.

En la última década, el desarrollo de la inteligencia artificial, ha dado lugar a soluciones nuevas a los problemas de reconocimiento de patrones en imágenes [8, 9, 10] que han mostrado la capacidad de las técnicas de deep learning para identificar y caracterizar tejidos [11, 12]. Esta tecnología, que va más allá de componer conjuntos de imágenes estructuradas en capas, tiene el potencial de permitir diseñar algoritmos que pueden cruzar información entre la capa estructural y la capa cuantitativa mejorando las prestaciones de ambas y abriendo la puerta a nuevos tipos de imagen con más información que, esperamos en el futuro, permitan la identificación automática de patologías.

Partiendo de esta idea, el presente trabajo se enfoca en la identificación de patrones y estructuras en base a la información cuantitativa. En particular, interesan soluciones robustas de clasificación automática no supervisada que no manejen información estructural previa (por ejemplo, especificar el número de conjunto de agrupamiento) y que, frente a otras técnicas de inteligencia artificial, impliquen un coste computacional relativamente bajo.

2 Material y métodos

2.1 Información Cuantitativa en la imagen ultrasónica

La distribución K-homodina se considera uno de los modelos de "scattering" más completos. Entre las situaciones que es capaz de modelar se incluyen aquellas con baja concentración de scattering, así como aquellas donde se producen cambios periódicos a través del medio en la amplitud de los reflectores [7]. La distribución queda expresada en la siguiente integral:

$$p_A(A) = A\int_{u=0}^{\infty} u\frac{J_0(us)J_0(uA)}{\left(1+\frac{u^2\sigma^2}{2\mu}\right)^{\mu}}du \quad (1)$$

.donde $p_A(A)$ representa la densidad de probabilidad de obtener una amplitud A sobre la señal de envolvente. La información cuantitativa que se obtiene a partir de esta distribución se describe por tres parámetros: σ, μ y s.

Estos parámetros se asocian respectivamente con la difusión de energía reflejada (σ, Np/m), con la concentración de dispersores (μ, parámetro adimensional) y la coherencia energética (s, parámetro adimensional). Tanto μ como s proporcionan información valiosa sobre la microestructura, mientras que variaciones de σ con la distancia (dσ/dz, en adelante Δσ) proporcionan una estima del coeficiente de absorción.

El proceso de obtención de la imagen cuantitativa constituye parte de un trabajo previo, donde se mezcla el análisis espectral con la información obtenida a partir del análisis estadístico de las envolventes [13, 14]. En ese trabajo, a partir de un banco de filtros, la señal se divide en bandas y se ajusta una distribución K-homodina una vez reconstruidas las imágenes de envolvente correspondientes. Obteniendo el parámetro μ y la derivada espacial del parámetro σ (Δσ). Esta información puede ser visualizada como nuevas capas de imagen y superpuesta a la imagen estructural.

No obstante, la estimación de estos parámetros es compleja y es susceptible de introducir errores en las bandas bajas de frecuencia, donde las variaciones de σ son pequeñas y en las altas frecuencias, donde el nivel de la señal es bajo. También, para el caso del coeficiente de absorción, podemos encontrar errores de estimación en las interfases debido a que se determina asumiendo que la onda pierde energía al propagarse en un material homogéneo.

.2.2 Algoritmo de agrupamiento.

La visualización de imágenes compuestas por capas no deja de ser compleja y difícil de interpretar. La representación de μ o Δσ sobre la imagen b-scan con sutiles degradados no supone que la identificación de regiones de diferente microestructura sea obvia. En estos casos una representación simplificada en base al resultado de operaciones de clustering puede resultar útil. Sin embargo, el cómo realizar estas agrupaciones es un tema complejo, en particular cuando no existe un conocimiento previo que permita guiarlas.

Aunque se pueden usar diversas soluciones de agrupamiento, y se dispone de librerías en los sistemas de desarrollo de procesado de señal más populares, hemos optado por desarrollar una solución propia, específica a las características del problema que al tiempo nos permita ahondar en la naturaleza de los datos. El algoritmo desarrollado se podría circunscribir en el grupo de *Hierarchical Clustering,* dado

que no imponemos ningún tipo de condición previa sobre el número de agrupaciones o su naturaleza. El algoritmo se divide en tres partes.

En la primera, se construye una función de representación conjunta de μ y Δσ que quedan ligadas en pares según su distribución espacial (μ_i, $\Delta\sigma_i$, x_i).

Esta función se compone como una suma de exponenciales

$$F(\mu, \Delta\sigma) = \sum_i^N exp - \frac{(\Delta\sigma - \Delta\sigma_i)^2}{2\Delta\sigma_m^2} exp - \frac{(\mu - \mu_i)^2}{2\mu_m^2} \quad (2)$$

donde N es el número total de pares de parámetros (μ_i, $\Delta\sigma_i$) asociados por su coordenada espacial x. Los valores que definen las campanas de Gauss μ_m y $\Delta\sigma_m$ son dos valores que escogemos de forma arbitraria en función del rango de distribución de μ y Δσ (se ha tomado el 5% de los valores de rango). Tomando estos rangos como referencia podemos controlar la cantidad de agrupaciones. Si tomamos valores pequeños, nuestra resolución baja y aumenta el número de agrupaciones, si ponemos valores grandes disminuye el número de agrupaciones. Dadas las características del problema, basándonos en el hecho de que dentro de los tejidos existe cierta continuidad en su microestructura, optamos por trabajar con valores pequeños

El segundo paso es identificar los potenciales centros de nuestras agrupaciones. Para ello hacemos una búsqueda donde se evalúa la relevancia de cada máximo local de la función (2), analizando su extensión y concentración. Sobre estos máximos se establece un umbral para reducir el efecto de los valores atípicos y evitar la aparición de agrupaciones poco significativas. Obtenemos así un conjunto de M pares (μ_j, $\Delta\sigma_j$) que definen una colección de funciones de distribución que representan al punto (μ, Δσ)

$$F_S(\mu, \Delta\sigma) = \{F(\mu_j, \Delta\sigma_j) F_j(\mu, \Delta\sigma, \mu_j, \Delta\sigma_j) \forall j = 1, \dots M\} \quad (3)$$

El tercer paso es usar este conjunto de funciones para determinar la probabilidad de pertenencia de un punto (μ, Δσ) a una determinada región k. Así:

$$P(\mu, \Delta\sigma, k) = \frac{F_k(\mu, \Delta\sigma, \mu_k, \Delta\sigma_k)}{\sum F(\mu_j, \Delta\sigma_j) F_j(\mu, \Delta\sigma, \mu_j, \Delta\sigma_j)} \quad (4)$$

De esta forma asignamos la pertenencia de un punto (μ, Δσ) a k si el valor de P (μ, Δσ, k) es el mayor de las M funciones asociadas a él.

3 Experimentación

3.1 Tejidos sintéticos

Con el objetivo de llevar a cabo una evaluación controlada del algoritmo hemos desarrollado un experimento sobre una serie de modelos sintéticos de tejidos que hemos ensamblado en una configuración heterogénea. Siguiendo un proceso descrito en [15] hemos usado un preparado de poly-vinyl alcohol (PVA) para fabricar criogeles que exhiben la textura y las propiedades elásticas de los tejidos biológicos, realizando pequeños ajusten que permiten modelar distintos tipos de tejidos a partir de la inclusión de dispersores de distinta naturaleza y en diferentes concentraciones.

El PVA usado para este trabajo era 130,000, con un grado de hidrólisis superior al 99% (Sigma Aldrich) con una concentración en masa del 10% en agua destilada. Esta mezcla genera unas muestras con una densidad aproximada de 1040 kg/m3 y una velocidad de propagación del sonido de unos 1540 m/s a temperatura ambiente. Sobre este cuerpo usamos dos tipos de dopantes distintos (aluminio y celulosa) que usados a diferentes concentraciones hasta un máximo del 8% en masa, nos permiten generar distribuciones variables de dispersores, así como alterar el coeficiente de absorción. El tamaño de las partículas para el aluminio está en el rango de 1 a 5 µm, y las de celulosa, se distribuye por encima de los 50 µm ya que muestra cierta tendencia a flocular. Por último, se ha usado un conservante, chlorhexidina al 0.05%, para asegurar la estabilidad y durabilidad de la muestra.

El modelo usado en la experimentación es un phantom compuesto, con unas dimensiones globales de 20 mm x 10 mm x 6 mm, en el que hemos empleado tres materiales de PVA, todos ellos con la misma base al 10%, pero con tres concentraciones diferentes de partículas (2% celulosa, 1% aluminio, and 3.5% aluminio). En la figura 1 podemos ver una imagen de la pieza con un esquema de la distribución de los diferentes tejidos empleada.

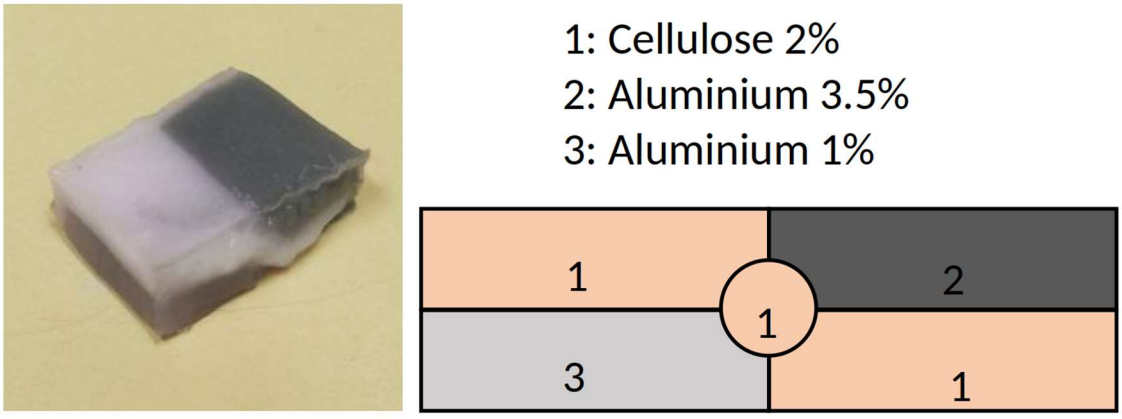


Figura 1 - Imagen de la pieza de test desarrollada para la experimentación. Se distinguen tres regiones con diferente concentración de alúmina y celulosa. Podemos distinguir un eje diagonal (1), a lo largo del cual el material es homogéneo.

3.2 La instrumentación ultrasónica.

Para la experimentación usamos un sistema de ultrasonidos monocanal junto con un sistema de barrido lineal de alta precisión. La captura de líneas continuas durante el barrido permite componer una imagen

B-scan. El transductor utilizado está fabricado por S-Sharp y muestra una amplia banda de trabajo entre 20 y 70MHz. Está esféricamente focalizado con un foco a 10mm y tiene un diámetro total para la apertura activa de 6mm. La figura 2 muestra la imagen B-scan de las envolventes en decibelios. A priori la identificación de las diferentes zonas queda a criterio del observador y es discutible si se distinguen tres o cuatro zonas y cuál es su distribución espacial.

Desde esta imagen, y haciendo un análisis por secciones de la pieza, se puede obtener una evaluación de la distribución de envolventes. Teniendo en cuenta la resolución axial y lateral que permite la apertura, y que deforma la percepción de tamaño lateral de los reflectores, hemos dividido la imagen en una rejilla de 15x55 secciones. Para cada una de las secciones hemos calculado la distribución K-homodina correspondiente según la ecuación (2) y hemos obtenido los valores de μ y $\Delta\sigma$ asociados a 5 bandas de frecuencia distintas centradas en 25 MHz, 30 MHz, 35 MHz, 40 MHz y 45MHz, con una anchura de 10MHz y una superposición del 50%. En la figura 3 se muestran los resultados de absorción y concentración. Teniendo en cuenta la estructura de nuestra probeta se observa que en la imagen de absorción se puede distinguir fácilmente la región 1 correspondiente a partículas de celulosa con una concentración del 2%.

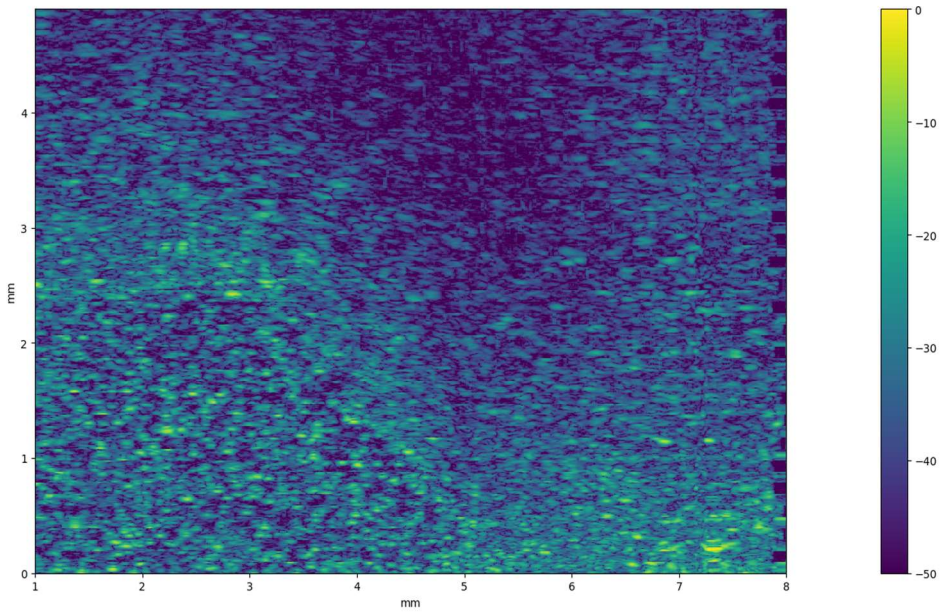


Figura 2 - Imagen B-scan de las envolventes de una sección de la pieza de test descrita en la figura 1.

Es interesante hacer notar que la estimación realizada de la absorción genera, para bajas frecuencias y en algunos casos, valores negativos que obviamente no son reales. Estos errores se producen porque la absorción es muy baja. Para evitar su influencia en el estudio estos valores se han puesto a cero.

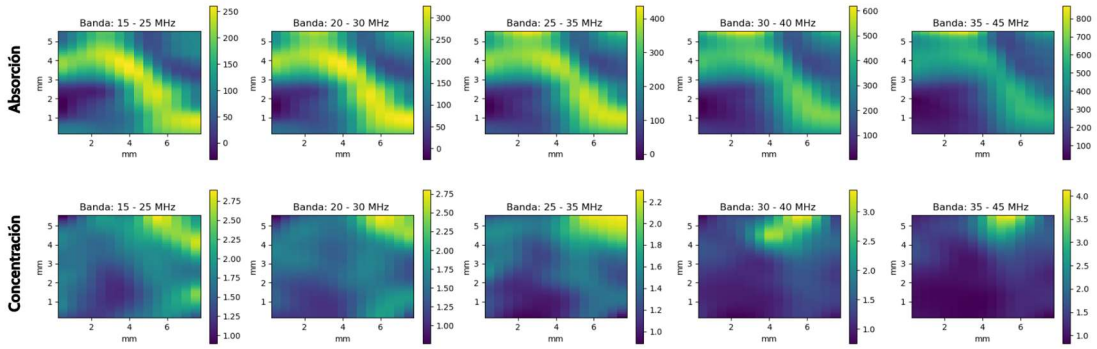


Figura 3 - En la parte superior los valores de la distribución de la absorción. En la parte inferior los valores de la distribución de la concentración

3.2 Agrupación no supervisada.

Tomando como referencia los datos de la figura 3 aplicamos nuestro algoritmo de agrupamiento buscando relacionar μ y Δσ en las diferentes bandas. Los resultados en el plano μ-Δσ se muestran en la figura 4. En general los puntos de existencia no se distribuyen de forma uniforme pero sí parecen seguir ciertas curvas. Para poder agruparlos se ha definido sobre cada punto una función gaussiana, tomado como valores de μ_m, y $\Delta\sigma_m$ un 6% del total del rango mostrado en los datos en cada una de las bandas. De esta forma damos continuidad formal a la distribución de valores y podemos obtener unos los máximos locales sobre los que se centran las regiones de agrupamiento. Desde estos centros definimos unas funciones de probabilidad de pertenencia con forma gaussina y con valores de μ_k, y $\Delta\sigma_k$ similares a μ_m, y $\Delta\sigma_m$

En la imagen 4, los puntos de (μ_j, $\Delta\sigma_j$) se muestran en sus posiciones indicando la agrupación resultante según su color. Además se han dibujado las funciones de densidad de distribución bidimensionales a partir de las cuales se determina su probabilidad de pertenencia. En tres de las imágenes se muestran tres zonas, en cuatro se muestran cuatro zonas y en dos de ellas se alcanzan hasta cinco regiones. Observamos por tanto que el comportamiento de las propiedades elásticas del material cambia con la frecuencia de una forma homogénea concentrándose en un caso y estilizando su distribución en el otro.

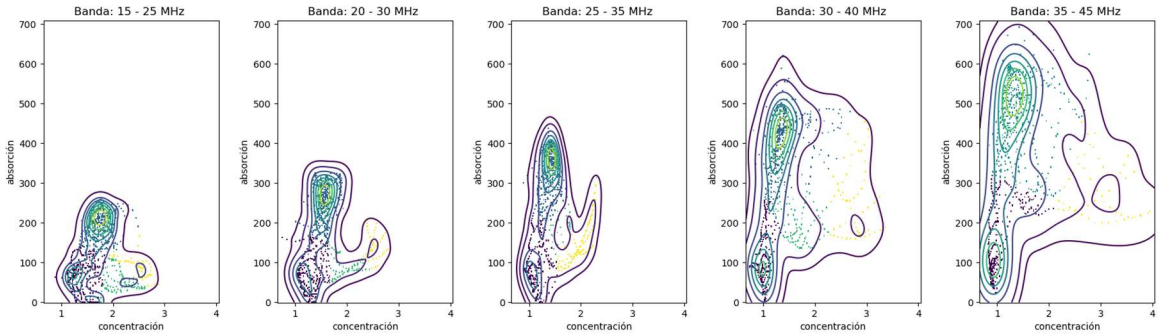


Figura 4 - Distribución de μ_j,vs $\Delta\sigma_j$ en distintas bandas de frecuencia y representación de las curvas de nivel de las funciones de agrupamiento

Si mapeamos los valores sobre el espacio físico podemos generar unos mapas de distribución de pertenencia bastante consistentes con el objeto real de la experimentación. En el caso de la figura 5, mostramos la banda de frecuencia de 45MHz. Para esta banda se han identificado tres zonas. Al menos dos de ellas se corresponden con las regiones 1 y 3 con una probabilidad superior al 90%. La región 2 mantiene una probabilidad alta en una parte de su espacio pero en otras zonas sus características están más cerca de corresponderse con las zonas 1 y 3.

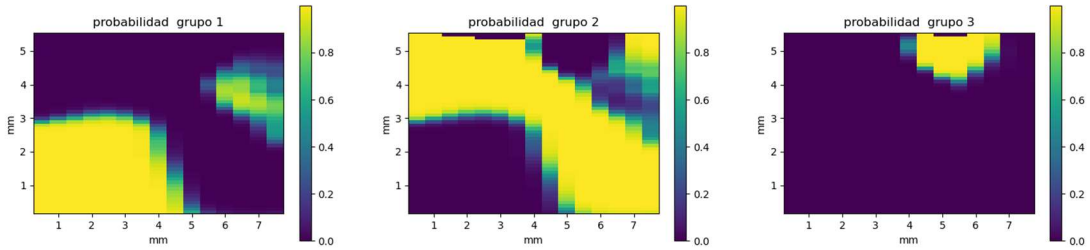


Figura 5 - Mapa de probabilidad de pertenencia de las tres regiones identificadas para la banda de frecuencias centrada en 45MHz.

Para la aplicación final de este resultado podemos asignar a cada punto del espacio su zona de máxima probabilidad y calcular esta pertenencia en todas las bandas de frecuencia. Este resultado se puede ver en la figura 6 donde la imagen b-scan se ha divido en 5 representaciones, una para cada banda de frecuencia. Cada color representa una de las regiones identificadas. En general podemos decir que la región 1 y la región 3 han sido correctamente identificadas en todas las bandas. Sin embargo, la región 2 no se está resolviendo por completo. Uno de los motivos puede estar en la discontinuidad que se genera en la absorción por las interfases, pero también en irregularidades en la distribución de partículas durante la fabricación de las probetas, en particular en la región 2. No obstante, los resultados muestran una alta concordancia con la experimentación.

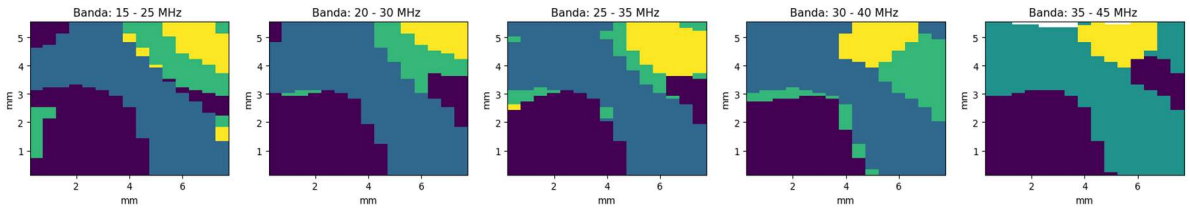


Figure 6 - Regiones identificadas en cada banda de frecuencia.

4 Conclusiones

El trabajo ha mostrado que estudiando la distribución de la absorción y la concentración de dispersores podemos emplear algoritmos de agrupamiento no supervisado para descomponer la imagen ultrasónica según la microestructura subyacente en el material. El procedimiento identifica cambios de fase y genera un mapa de probabilidad que puede ser usado para evaluar la bondad de la clasificación. Respecto a la experimentación, se observa que la dependencia con la frecuencia es más notable donde la concentración de dispersores es mayor lo cual es coherente con la fuerte dependencia del coeficiente de absorción con la frecuencia.

Agradecimentos

Esta publicación es parte del proyecto PID2022-138013OB-I00, financiado por MCIN/AEI/10.13039/501100011033/FEDER, UE

Referencias

[1] Lizzi F. L., Ostromogilsky, M., Feleppa, E.J., Rorke, M.C., Yaremko, M.M. (1987), Relationship of ultrasonic spectral parameters to features of tissue microstructure, IEEE Trans. UFFC , 34(3), 319-329, doi : 10.1109/t-uffc.1987.26950

[2] Muleki-Seya P., Han, A., Andre, M.P., Erdman Jr., J.W., O'Brien Jr., W.D. (2018). Quantitative Ultrasound Approaches, Ultrasonic Imaging, 40(2), 84-96, doi: 10.1177/0161734617729159

[3] Labyed, Y., Bigelow, T.A., (2010). Estimating the total ultrasound attenuation along the propagation path by using a reference phantom. J. Acoust. Soc. Am. 128 (5), 3232-3238.

[4] Bigelow, T.A., (2010). Estimating the total ultrasound attenuation along the propagation path by applying multiple filters to backscattered echoes from a single spherically focused source. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and frequency control, 57(4).

[5] Kim, H., Varghese, T. (2008). Hybrid spectral domain method for attenuation slope estimation. Ultrasound Med Biol 34(11):1808–1819

[6] Zhou, Z., Zhang, Q., Wu, W., Wu, S., Tsui, P.-H. (2019). Hepatic steatosis assessment using quantitative ultrasound parametric imaging based on backscatter envelope statistics. Appl. Sci. 9, 661. https://doi.org/10.3390/app9040661

[7] Destrempes, F., Cloutier, G. (2010) "A Critical Review and Uniformized Representation of Statistical Distributions Modeling the Ultrasound Echo Envelope". Ultrasound in Medicine & Biology, Volume 36, Issue 7, Pages 1037-1051.

[8] Becker, A.S., Mueller, M., Stoffel, E., Marcon, M., Ghafoor, S., and Boss, A. (2018). Classification of breast cancer in ultrasound imaging using a generic deep learning analysis software: a pilot study. Br J Radiol; 91: 20170576.

[9] Brattain, L.J., Telfer, B.A., Dhyani, M., Grajo, J.R., Samir, A.E. (2018). Machine learning for medical ultrasound: status, methods, and future opportunities. Abdom Radiol (NY), Apr;43(4):786-799. doi: 10.1007/s00261-018-1517-0.

[10] Liu, S., Wang, Y., Yang, X., Lei, B., Liu, L., Li, S.X., Ni, D., Wang, T. (2019). Deep Learning in Medical Ultrasound Analysis: A Review, Engineering, Volume 5(2), 261-275, https://doi.org/10.1016/j.eng.2018.11.020.

[11] Sahashi, Y., Kawasaki, M., Okubo, M. Kawamura, I., Kawase, Y., Yoshida, A., Tanaka, T., Hattori, A., Matsuo, H., Ozaki, Y. (2022). Development of 60 MHz integrated backscatter intravascular ultrasound and tissue characterization of attenuated signal coronary plaques that cause myocardial injury after percutaneous coronary intervention. Heart Vessels 37, 1689–1700. https://doi.org/10.1007/s00380-022-02080-5.

[12] Skandha, S.S., Nicolaides, A., Gupta, S.K., Koppula, V.K., Saba, L., Johri, A.M., Kalra, M.S., Suri, J.S. (2022). A hybrid deep learning paradigm for carotid plaque tissue characterization and its validation in multicenter cohorts using a supercomputer framework, Computers in Biology and Medicine, 141, doi: 10.1016/j.compbiomed.2021.105131

[13] Elvira, L., Fernández, A., León, L., Ibáñez, A., Parrilla, M., Martínez, Ó., Jiménez, J. (2023). Evaluation of the Cell Concentration in Suspensions of Human Leukocytes by Ultrasound Imaging: The Influence of Size Dispersion and Cell Type. Sensors 23, 977. https://doi.org/10.3390/s23020977

[14] Fernández, A., Ibáñez, A., Parrilla, M., Elvira, L., Bassat, Q., Jiménez, J. (2021). Estimation of the concentration of particles in suspension based on envelope statistics of ultrasound backscattering, Ultrasonics, Volume 116, 106501, https://doi.org/10.1016/j.ultras.2021.106501.

[15] Luis Elvira, Carmen Durán, Ricardo T. Higuti, Marcelo M. Tiago, Alberto Ibáñez, Montserrat Parrilla, Eva Valverde, Javier Jiménez, Quique Bassat, Development and Characterization of Medical Phantoms for Ultrasound Imaging Based on Customizable and Mouldable Polyvinyl Alcohol Cryogel–Based Materials and 3-D Printing: Application to High-Frequency Cranial Ultrasonography in Infants. Ultrasound in Medicine & Biology, Volume 45, Issue 8, 2019, Pages 2226-2241, ISSN 0301-5629, https://doi.org/10.1016/j.ultrasmedbio.2019.04.030.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EVALUACIÓN DE LA UTILIDAD DIAGNÓSTICA DE LA ELASTOGRAGÍA DE ONDA TORSIONAL PARA EL CÁNCER DE PIEL: EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN DISPOSITIVO INNOVADOR Y CORRELACIÓN CON LOS HALLAZGOS HISTOPATOLÓGICOS"

Hirad Shamimi[1], Jose Luis Martin[2], Ricardo Ruiz-Villaverde[3], Aurelio Martin Castro[4], Antonio Callejas[5], Guillermo Rus[6]

[1] Universidad de Granada
{e-mail: hiradshamimi@correo.ugr.es}
[2] Hospital Universitario Clínico San Cecilio
{e-mail: joseluismartin.rx@hotmail.com}
[3] Hospital Universitario Clínico San Cecilio
{e-mail: ricardo.ruiz.villaverde.sspa@juntadeandalucia.es}
[4] Hospital Universitario Clínico San Cecilio
{e-mail: aureliomartincastro@gmail.com}
[5] Universidad de Granada
{e-mail: acallejas@go.ugr.es}
[6] Universidad de Granada
{e-mail:grus@go.ugr.es}

Resumen

Un dispositivo novedoso de Elastografía de Onda Torsional (TWE, por sus siglas en inglés) ha sido desarrollado para el diagnóstico no invasivo del cáncer de piel. Este dispositivo tiene como objetivo detectar cambios en las propiedades mecánicas de la piel causados por tejidos patológicos.

Inicialmente, el dispositivo se sometió a pruebas de rendimiento para evaluar su eficacia en la caracterización de las propiedades mecánicas de los tejidos blandos. Se realizaron pruebas in vitro en múltiples fantomas de gelatina que replicaban el tejido blando (específicamente tejido cutáneo) utilizando el sistema Verasonics Vantage, y los resultados se compararon con las pruebas realizadas por el nuevo dispositivo TWE para validar su rendimiento en la extracción de las propiedades del tejido blando.

Tras evaluaciones preliminares exitosas, se llevó a cabo un estudio piloto en pacientes con lesiones cutáneas sospechosas de cáncer de piel, considerando criterios específicos de inclusión y exclusión, incluyendo la recurrencia de la enfermedad y terapias prequirúrgicas que afectan las propiedades del tejido patológico. Los resultados de este estudio se compararon con los hallazgos histopatológicos, considerados el estándar con el objetivo de evitar falsos negativos en el diagnóstico de cáncer de piel. La población del estudio consistió en 20 pacientes, y la correlación con la histopatología demostró un alto nivel de precisión, evitando eficazmente falsos negativos en el diagnóstico del cáncer de piel.

Palabras clave: Elastografía de ondas torsión; diagnóstico no invasivo; cáncer de piel

Abstract

A novel Torsional Wave Elastography (TWE) device has been developed for the non-invasive diagnosis of skin cancer. This device aims to detect changes in the skin's mechanical properties caused by pathological tissues. Initially, the device underwent performance testing to assess its efficacy in extracting the mechanical properties of soft tissues. In-vitro tests were conducted on multiple gelatin phantoms replicating the soft tissue (specifically skin tissue) using the Verasonics Vantage system, and the results were compared with the tests done by the newly developed TWE device to validate the performance of the TWE in extracting the properties of soft tissue. Following successful preliminary assessments, a pilot study was conducted on patients with skin lesions suspicious for skin cancer, considering specific inclusion and exclusion criteria, including recurrence of the disease and pre-surgical therapies affecting the properties of the pathological tissue. The outcomes of this study were then compared with histopathological findings, which are regarded as the gold standard in diagnosis to avoid false negatives in the diagnosis of skin cancer. The study population consisted of 20 patients, and the correlation with histopathology demonstrated a high level of accuracy, effectively avoiding false negatives in the diagnosis of skin cancer.

Keywords: Torsional wave elastography; Non-invasive diagnosis; Skin Cancer.

1 Introducción

El cáncer de piel se puede categorizar en dos grupos: melanoma y cánceres de piel no melanoma. Estos tipos de cánceres, carcinoma de células basales, carcinoma de células escamosas y melanoma, se clasifican según el tipo de célula en la que se originan [1,2]. Los cánceres de piel no melanoma causan 5,400 muertes por mes en todo el mundo, mientras que en el caso del melanoma se proyecta que más de 200,000 casos serán diagnosticados en el año 2024, con la mitad de los casos siendo diagnosticados mediante métodos invasivos [3,4]. El diagnóstico de ambos tipos de cáncer de piel aún depende de métodos convencionales, que se consideran invasivos debido a la necesidad de extirpar la lesión.

Además, la piel es uno de los pocos órganos del cuerpo humano cuyas propiedades mecánicas aún no se comprenden completamente. Con este fin, se han estudiado y propuesto diferentes técnicas, como la elastografía por coherencia óptica (OCE), la elastografía transitoria de alta frecuencia (HF-TE) y varios métodos de elastografía de ondas de corte, para descubrir sus propiedades mecánicas tanto para el diagnóstico de enfermedades relacionadas con la piel como para aplicaciones cosméticas. El parámetro más importante para comenzar a comprender las propiedades mecánicas de los tejidos blandos es la extracción de la rigidez del tejido y sus cambios debido a la presencia de cualquier patología o al envejecimiento.

Aunque todos los métodos mencionados se consideran métodos cuantitativos capaces de extraer las propiedades mecánicas del tejido blando analizando la velocidad de la onda propagada en el tejido [5,6,7], existen algunas limitaciones en la aplicación de estos métodos. Estas limitaciones incluyen la dependencia de una fuente externa para la generación de ondas y el seguimiento de la onda generada externamente mediante dispositivos comercialmente disponibles. Además, hay una falta de estudios exhaustivos que involucren a participantes. Asimismo, la piel es un órgano compuesto por tres capas diferentes con un grosor combinado de menos de 1 cm. Utilizar técnicas basadas en ondas de corte para caracterizar las propiedades mecánicas de este órgano es un desafío, ya que requiere un dispositivo de alta frecuencia con alta resolución para rastrear la onda propagada en la capa elegida.

Se propone y se estudia una nueva técnica basada en la propagación de ondas torsionales para mitigar las limitaciones asociadas con la evaluación de las propiedades mecánicas de la piel. Las ondas torsionales son ondas elásticas de corte que se propagan radialmente en el tejido blando y en profundidad. Esta técnica considera la elasticidad, la viscosidad, la anisotropía y la no linealidad en la evaluación de las propiedades mecánicas del tejido. En este trabajo, se extrae la elasticidad del tejido patológico y del tejido sano, y luego se comparan los biomarcadores extraídos con los informes

histopatológicos, que son el estándar del estudio, para evaluar la robustez de esta técnica en el diagnóstico no invasivo del cáncer de piel.

2 Dispositivo de elastografía de onda torsional

El dispositivo TWE utilizado en este estudio está compuesto por dos componentes principales: un emisor y un receptor. El emisor genera ondas elásticas de corte como pulsos sinusoidales a múltiples frecuencias que van desde 50 Hz hasta 2.5 kHz. El receptor, ubicado a una distancia preestablecida del emisor, captura las ondas propagadas.

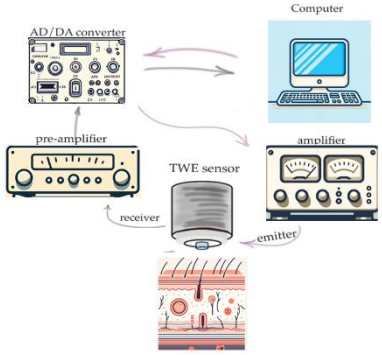


Figura 1 – Componentes del dispositivo TWE

3 Análisis de Rendimiento de TWE

Para validar el nuevo dispositivo, se fabricaron y probaron dos conjuntos de fantomas de hidrogel con diferentes concentraciones de gelatina (10% y 15%). Un emisor de ondas torsionales generó ondas en ráfagas con una frecuencia sinusoidal de 1 ciclo a 1 kHz y una amplitud de 500 mV [7], mientras que un transductor del sistema Verasonics L22-14vX con una frecuencia central de 18 MHz actuó como receptor. Las velocidades de onda de corte obtenidas de ambos fantomas se registraron y compararon con los resultados de las pruebas realizadas en los mismos fantomas utilizando el dispositivo TWE.

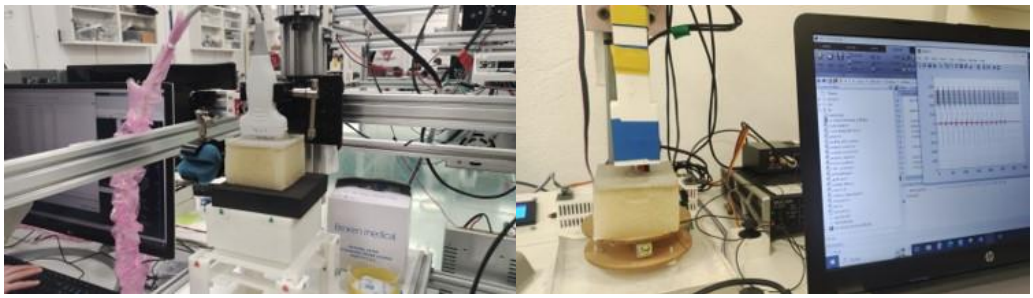


Figura 2- Análisis de Rendimiento de TWE.

4 Mediciones in-vivo

4.1 Pruebas

Las pruebas de TWE se realizaron después de obtener el consentimiento informado y la aprobación ética. La piel, conocida por su significativa anisotropía y valores variables del módulo de Young según la alineación de las líneas de Langer [9], fue examinada utilizando un dispositivo de elastografía de onda torsional. Para evaluar la rigidez del tejido, se midió la velocidad de la onda de corte en el tejido patológico en sentido horario, lo que permitió detectar la distribución de células cancerosas. Además, se examinó el tejido sano cercano al área patológica o en el lado simétrico del cuerpo utilizando una sonda manual para comprender los cambios en la rigidez.

4.2 Resultados de las pruebas

Los resultados obtenidos de las pruebas se basan en las señales eléctricas recibidas a las frecuencias preestablecidas, que en este estudio se han fijado entre 400 Hz y 1 kHz con un incremento de 100 Hz. Se realizaron una serie de pruebas in vitro para determinar el rendimiento óptimo del dispositivo al emitir y recibir diferentes frecuencias para lograr mejorar la relación señal-ruido (SNR). Estas frecuencias permiten detectar la viscosidad y rigidez de la piel bajo diferentes condiciones. La velocidad de fase se obtiene mediante un algoritmo de tiempo de vuelo, realizando una Transformada de Fourier (FFT) y restando un cuarto del período de la frecuencia desde el primer pico de las señales [9]. La Figura 3 muestra las señales obtenidas de las pruebas realizadas en un paciente con una lesión cutánea diagnosticada como carcinoma de células basales.

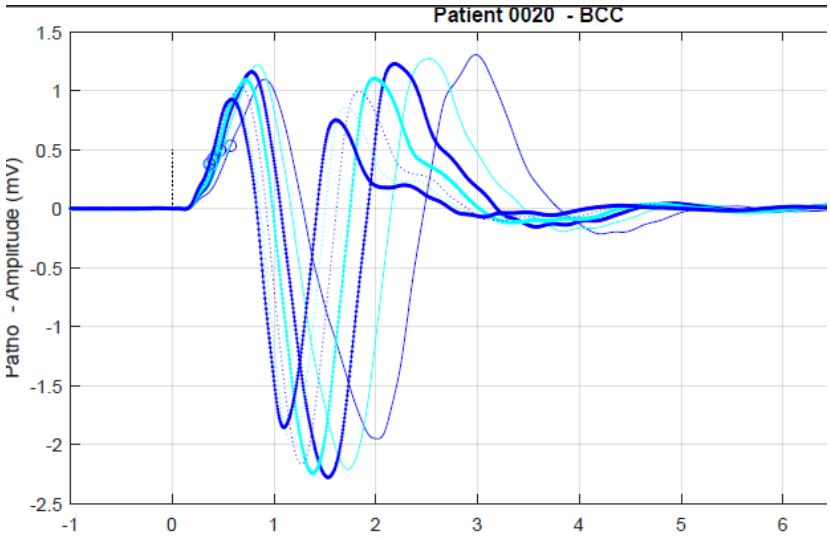


Figura 3- Las señales obtenidas de las pruebas realizadas en un paciente

5 Histopatología como estándar

5.1 Histopatología

Los pacientes se someterán a la extirpación quirúrgica de la lesión después de las pruebas de TWE. La lesión extirpada se transferirá al departamento de anatomía patológica para las pruebas de histopatología, que implican un examen microscópico para determinar el tipo y la profundidad de invasión del tejido patológico en la piel. Los informes de histopatología se compararán con los resultados de TWE de la misma lesión. Se considerará una correlación basada en la comparación de los resultados entre las pruebas de TWE y la histopatología como un indicador de la robustez de la técnica TWE en el diagnóstico no invasivo del cáncer de piel, con el objetivo de evitar falsos negativos. La Figura 4 muestra las imágenes microscópicas de la lesión extirpada.

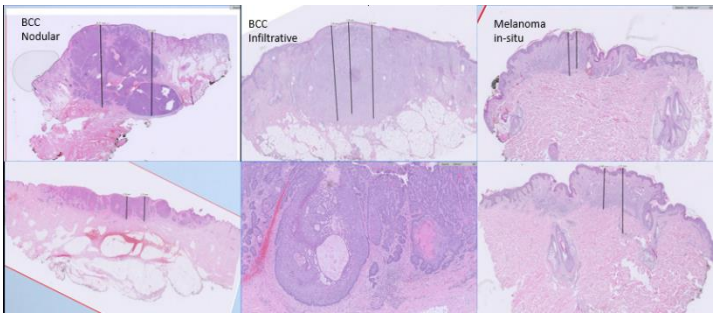


Figura 4-Las imágenes microscópicas de las lesiones extirpada.

5.2 Correlación de los resultados

De los 31 pacientes inicialmente seleccionados para participar en la campaña de pruebas, 11 tuvieron que ser excluidos por no cumplir con los criterios de inclusión/exclusión debido a razones como la recurrencia del cáncer y las terapias prequirúrgicas. Los resultados obtenidos de las pruebas de TWE realizadas en los 20 pacientes restantes se compararon luego con los informes de histopatología. Los resultados muestran una correlación satisfactoria entre los resultados de TWE y los informes de histopatología, demostrando la robustez de la técnica TWE en el diagnóstico no invasivo del cáncer de piel. La Tabla 1 muestra la correlación entre los dos métodos.

Tabla1. Correlación entre los dos métodos

# Patient	TWE result	Histopathology report
1	Malignant	Malignant
2	Malignant	Malignant
3	Malignant	Malignant
4	Malignant	Malignant
5	Malignant	Malignant
6	Malignant	Benign
7	Benign	Benign
8	Malignant	Malignant

9	Malignant	Malignant
10	Benign	Benign
11	Malignant	Malignant
12	Benign	Benign
13	Benign	Benign
14	Benign	Benign
15	Malignant	Malignant
16	Malignant	Malignant
17	Malignant	Malignant
18	Malignant	Malignant
19	Malignant	Malignant
20	Malignant	Malignant

6 Conclusión

Se ha desarrollado un nuevo dispositivo de Elastografía de Onda Torsional (TWE) para el diagnóstico no invasivo del cáncer de piel. Este dispositivo detecta cambios en las propiedades mecánicas de la piel causados por tejidos patológicos. Inicialmente, se realizaron pruebas de rendimiento para evaluar la eficacia del dispositivo en la extracción de las propiedades mecánicas de los tejidos blandos. Después de evaluaciones preliminares exitosas, se llevó a cabo un estudio piloto en pacientes con lesiones cutáneas sospechosas de cáncer de piel, siguiendo criterios específicos de inclusión y exclusión, como la recurrencia de la enfermedad y las terapias prequirúrgicas que afectan las propiedades del tejido patológico.

Las pruebas se realizaron en 20 pacientes con edades entre 46 y 80 años. Los participantes fueron seleccionados por dermatólogos según criterios de inclusión/exclusión. Tras el diagnóstico inicial, los pacientes fueron remitidos al departamento de radiología para las pruebas de TWE. Las pruebas de TWE, realizadas tras obtener el consentimiento informado y la aprobación ética, implicaron medir la velocidad de la onda de corte en tejidos patológicos y sanos. Los resultados mostraron que la velocidad de la onda de corte variaba en presencia de tejido patológico.

Los resultados del estudio se compararon con los hallazgos histopatológicos, considerados el estándar en el diagnóstico. Esta correlación sugiere que la técnica TWE podría ser una herramienta valiosa para diagnosticar patologías cutáneas y potencialmente otros cánceres al comprender los cambios en las propiedades mecánicas de los tejidos. La elastografía de onda torsional es un dispositivo moderno y fácil

de usar, que ofrece un amplio potencial para diversas aplicaciones y proporciona numerosos beneficios en diferentes campos.

Agradecimientos

This research was funded by Ministerio de Ciencia e Innovación grant numbers PID2020-115372RB-I00, PYC20 RE 072 UGR; Consejería de Universidad, Investigación e Innovación de la Junta de Andalucía - proyecto P21.00182; Listen2Future funding by 101096884 in HORIZON-KDT- JU-2021-2-RIA and by PCI2022-135048-2 by Ministerio de Ciencia e Innovación; Proyectos Intramurales IBS.Granada INTRAIBS-2022-05. Ministerio de Universidades Ayudas para la recualifcación del sistema universitario español, MS2022-96 (Co funded by European Union Next GenerationEU/PRTR).

Referencias

[1] John D'Orazio, Stuart Jarrett, Alexandra Amaro-Ortiz, and Timothy Scott. Uv radiation and the skin. *International journal of molecular sciences*, 14(6):12222–12248, 2013.

[2] Bruce K Armstrong and Anne Kricker. The epidemiology of uv induced skin cancer. *Journal of photochemistry and photobiology B: Biology*, 63(1-3):8–18, 2001

[3] Deevya L Narayanan, Rao N Saladi, and Joshua L Fox. Ultraviolet radiation and skin cancer. *International journal of dermatology*, 49(9):978–986, 2010

[4] Marie Z Le Clair and Myles G Cockburn. Tanning bed use and melanoma: Establishing risk and improving prevention interventions. *Preventive medicine reports*, 3:139–144, 2016.

[5] Li. Chunhui, Guan. Guangying, Reif. Roberto, Huang. Zhihong and Wang. Ruikang K, "Determining elastic properties of skin by measuring surface waves from an impulse mechanical stimulus using phase-sensitive optical coherence tomography", *J. R. Soc. Interface*. 9831–841, 2012.

[6] J. Gennisson, T. Baldeweck, M. Tanter, S. Catheline, M.Fink, L.Sandrin, C. Cornillon, and B. Querleux, "Assessment of Elastic Parameters of Human Skin Using Dynamic Elastography", *IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control*, vol. 51, no. 8, pp.980-989, 2004.

[7] Callejas, A.; Gomez, A.; Melchor, J.; Riveiro, M.; Massó, P.; Torres, J.; López-López, M.T.; Rus, G. "Performance Study of a Torsional Wave Sensor and Cervical Tissue Characterization", *Sensors*, 17, 2017. https://doi.org/10.3390/s17092078

[8] Kalra. A, Lowe. A, Al-Jumaily. AM, "Mechanical Behaviour of Skin: A Review". *J Material Sci Eng*, vol. 5: 254, 2016. doi:10.4172/2169-0022.1000254

[9] Jorge Torres, Inas H. Faris, Antonio Callejas, Felisa Reyes-Ortega, Juan Melchor, Miguel Gonzalez-Andrades, and Guillermo Rus. Torsional wave elastography to assess the mechanical properties of the cornea. *Scientific Reports*, 12(1):8354, 2022

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

RESULTADOS INICIALES EN LA APLICACIÓN DE TÉCNICAS ULTRASONICAS NO LINEALES AL ESTUDIO DE LA FATIGA EN METALES.

Enrique Ramis Claver[1], Jesús Carbajo San Martín[1], Pedro Poveda Martinez[3], Enrique-Gonzalo Segovia-Eulogio [2], Jaime Ramis Soriano[1]

[1] Departamento de Física, Ingeniería de Sistemas y Teoría de la Señal. Universidad de Alicante.
Enrique.ramis@ua.es; jesus.carbajo@ua.es; Pedro.poveda@ua.es; jramis@ua.es.
[2] Departamento de Ingeniería Civil. Universidad de alicante.
enrique.gonzalo@ua.es

Resumen

La detección de daños en las primeras etapas de su generación es de vital importancia para el mantenimiento predictivo de cualquier tipo de máquina o dispositivo. La aplicación de técnicas ultrasónicas no lineales es un recurso de gran interés por su capacidad de detección de esos daños en la fase inicial de su creación. En el presente trabajo se muestran los resultados preliminares obtenidos en un estudio sobre la aplicación de esta técnica a probetas metálicas de acero y aluminio. Los parámetros que se utilizan como síntomas de no linealidad son la distorsión armónica y la distorsión por intermodulación. El estudio se realiza en el rango ultrasónico comprendido entre 80 y 450 kHz. Los resultados iniciales parecen confirmar la utilidad de la técnica.

Palabras clave: Distorsión por intermodulación. Distorsión armónica, ultrasonidos, Transductores ultrasónicos.

PACS nº. 43.35 Yd.-43.35 Zc

Abstract

The detection of damage in the early stages of its generation is of vital importance for the predictive maintenance of any type of machine or device. The application of nonlinear ultrasonic techniques is a resource of great interest for its ability to detect such damage in the early stages of its creation. The present work shows the preliminary results obtained in a study on the application of this technique to steel and aluminum metallic specimens. The parameters used as symptoms of nonlinearity are harmonic distortion and intermodulation distortion. The study is carried out in the ultrasonic range between 80 and 450 kHz. Initial results seem to confirm the usefulness of the technique.

Keywords: Intermodulation distortion. Harmonic distortion, ultrasound, ultrasonic transducers.

PACS nº. 43.35 Yd.-43.35 Zc

1. Introducción

Actualmente hay varias corrientes para cuantificar el daño por fatiga [1,2] :
Podemos encontrar modelos de fatiga o predicción de la degradación en los que el cálculo del daño acumulado consiste en la determinación de un parámetro adimensional , que relaciona la vida útil que el material ha utilizado respecto del total. Por tanto, el material trabajará hasta que el parámetro sea igual a la unidad.
También se utilizan métodos basada en la observación de cambios s fenomenológicos en la estructura o superficie del material ligados a la degradación de la rigidez y la resistencia a rotura debido a cargas de fatiga. Estos modelos tienen cierta ventaja sobre los modelos de daño acumulado porque se basan en la resistencia residual del material, es decir, la carga que es capaz de soportar para un momento determinado de su vida útil. Por tanto, las predicciones de la vida del material dependen de la carga aplicada en cada momento y el daño. Como el daño producido en el material se mide mediante magnitudes físicas, como es la rigidez, se pueden verificar los modelos experimentalmente en puntos intermedios del proceso de degradación por fatiga. Todos estos modelos suponen que la resistencia residual decrece de forma monótona a través de los ciclos.
El cálculo de la degradación de resistencia se basa en que si la resistencia residual del material es menor que la carga máxima aplicada el material rompe. El método de ensayo consiste en someter a un determinado número de ciclos varias probetas. Estas probetas tienen una rigidez inicial medida. Tras estos ciclos se hace ensayo de carga a rotura. Una vez rotas se mide la diferencia entre la inicial y la final, siendo esta diferencia el daño acumulado a través de los ciclos.
El ensayo de rigidez residual es de tipo no destructivo. Ciclo a ciclo se mide la elasticidad de la probeta al aplicarle la fuerza. Poco a poco el material va perdiendo elasticidad a medida que tiene más daño por fatiga. Los modelos de este tipo de ensayo suponen que a medida que se degrada el material la rigidez pasa por varios procesos de degradación y se degrada en la misma medida que la resistencia.
En cuanto a los métodos no destructivos de detección del daño por fatiga, es posible citar:
a) Los ultrasónicos. En efecto, la propagación de ondas acústicas en el material hace que sea posible detectar el tamaño de las grietas. Cuanto mayor es la grieta menor es la amplitud de la onda que devuelve el material porque esta se distorsiona y se dispersa al alcanzar la grieta; Emisiones acústicas**.** Esta técnica pretende detectar mediante varios sensores los sucesos de degradación en los materiales que sufren cargas cíclicas. Cada vez que el material sufre un desplazamiento interno por la carga aplicada emite ondas ultrasónicas. Así se puede detectar en tiempo real la aparición de grietas o roturas de fibra. Una vez registrado el momento y el tipo de rotura se relaciona con la carga que se estaba aplicando en ese momento. Como los procesos de fatiga son largos se estudia durante todo el proceso la cantidad de emisión que va generando el material. A mayor nivel de emisión se supone un mayor nivel de daño acumulado en el material. c) Resistividad. Al ir aumentando la fatiga se puede producir un cambio en este parámetro; d) **Los métodos ópticos. Son útiles y precisos para estudiar la topografía superficial de los materiales y su cambio a lo largo de los ciclos de carga. Permiten llegar a resoluciones nanométricas. Tienen la ventaja de** que están muy desarrollados y pueden encontrarse en versiones "portátiles" que permiten mediciones de campo, a diferencia de la incomodidad de otras técnicas condenadas a estar en equipos de laboratorio.
Conviene señalar que la plastificación ocasionada por las altas tensiones aplicadas genera rugosidad en la superficie del componente o estructura. Dicha rugosidad provoca que se forme la fisura, en una primera etapa a lo largo de un plano de deslizamiento (fase que se corresponde fundamentalmente con la iniciación) y finalmente (segunda etapa) de forma perpendicular a la variación de tensiones actuante,

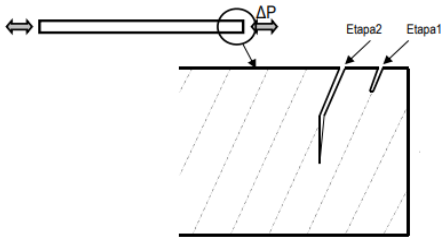


Figura 1. Aparición de un defecto superficial originado por la rugosidad.

La rugosidad es el resultado de irregularidades en la forma de la superficie de un objeto. Se debe desde desviaciones en la fabricación hasta, a nivel nanométrico, dislocaciones de átomos. La superficie de los sólidos consiste en una serie de capas de orden nanométrico que son amorfas y definen la diferencia entre un material puro y uno con irregularidades debidas a la porosidad o reacción con otros materiales en esa capa. El análisis de la rugosidad superficial se basa en la medición de una de las propiedades de la textura superficial de los materiales. La textura es la repetitividad o aleatoriedad en la forma de la topografía de dicha superficie

El objetivo del proyecto en el que se inscribe este proyecto es contribuir a la consolidación de una técnica para la detección del daño por fatiga en piezas metálicas que permita una detección temprana. El lector interesado puede consultar [3,4,5,6]. Se está procediendo sistemáticamente a estudiar probetas a las que se somete a diferente tipo de daño para intentar conseguir una suerte de catálogo de daños en función de los síntomas detectados. Los síntomas que se manejan son los parámetros de distorsión armónica y la distorsión por intermodulación utilizando como señales de prueba ultrasonidos de baja frecuencia. Conviene recordar que el comportamiento del canal, entendiendo por tal, como la vía física por donde se transmite una señal no es el mismo cuando se trabajan con amplitudes grandes que cuando se hace con amplitudes pequeñas. La dependencia a la amplitud es un indicio de las no linealidades inherentes al sistema. Un segundo efecto de las no linealidades es la generación de componentes adicionales en el espectro de salida no presentes en el estímulo. Estas componentes son generalmente múltiplos enteros de la señal fundamental aplicada y, en consecuencia, etiquetados como distorsión armónica o distorsión por intermodulación. Los resultados de las mediciones de la distorsión dependen altamente de las propiedades del estímulo, por ejemplo: la frecuencia seleccionada, la amplitud y la fase de los tonos. Los resultados no describen completamente el comportamiento con señales de gran amplitud, pero deben ser interpretados como síntomas.

La distorsión armónica se caracteriza por la aparición/incremento de armónicos superiores al de la señal de entrada y aumentan al aumentar la no linealidad del canal, o uno de sus módulos concretamente.

Los productos de intermodulación a la frecuencia fIM son generados por dos o más señales no deseadas a las frecuencias f1 , f2 , … a causa de las no linealidades en la salida de un transmisor. La relación entre fIM y f1 , f2 , … puede expresarse de forma muy general: fIM = $|m1\ f1 + m2\ f2 + \ldots|$ con mυ = 0, ±1, ±2, …El orden del producto de intermodulación viene dado por n = m1 + m2 + …. Ello significa que la frecuencia para productos de intermodulación de segundo orden, IM2 siendo, n = 2, m1 = m2 = 1 da lugar a una fIM = $|\ f1 \pm f2\ |$ y que la frecuencia de los productos de intermodulación de tercer orden IM3 (n = 3, m1 = 2, m2 = 1) es fIM = $|\ 2\ f1 \pm f2\ |$ o fIM = $|\ 2\ f2 \pm f1\ |$ siendo m1 = 1, m2 = 2. Los productos 2 f1 – f2 y 2 f2 − f1 son los que más interesan a los diseñadores puesto que a menudo vienen especificados en las normas, aunque los productos f1 + f2 – f3 son de mayor magnitud y más numerosos si hay más de dos señales interferentes. Por curiosidad, podemos señalar que, en algunas aplicaciones también deben considerarse los productos de intermodulación de quinto orden, IM5 , que se producen para 3 f1 – 2 f2 ó 3 f2 − 2 f1 , respectivamente.

2. Material

En una primera fase se han utilizado tres materiales diferentes: Al5754, AISI316 y Cu [7]

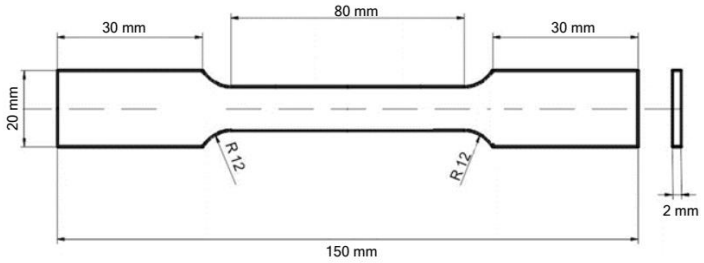


Figura 2. Dimensiones de las probetas utilizadas

3. Metodología

El esquema conceptual de la configuración para la caracterización de las probetas en el que se muestra en la figura 3. En este caso la estructura bajo estudio son las probetas de la figura 2

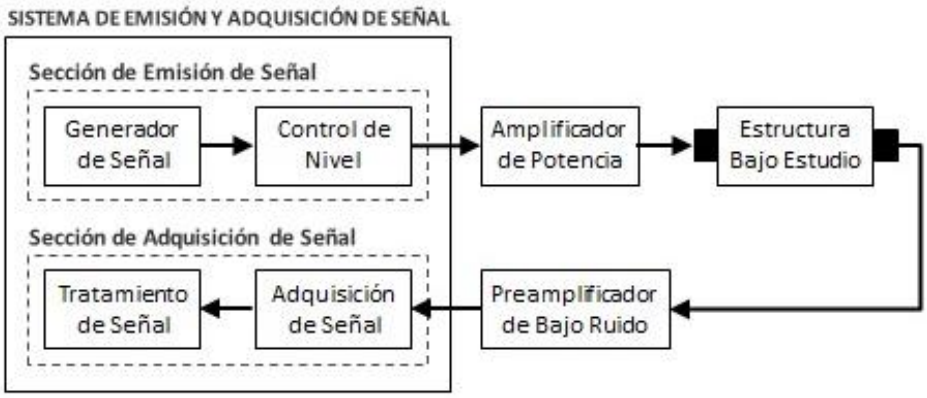


Figura 3. Esquema representativo de las mediciones realizadas

La configuración real utilizada se puede visualizar en la figura 4, donde se distinguen cada uno de los dispositivos:

- Ordenador con software desarrollado en LabVIEW.
- Tarjeta de adquisión de datos NI-USB 6361 (BNC)
- Amplificador de ultrasonidos FALCO SYSTEMS 500 [8]
- Transductores de ultrasonidos DAKEL IDK-09 [9]

Se utilizan dos tipos de señales de prueba: a) Burts de un tono puro de 80 kHz y b) Una señal bitono formada por la combinación de un tono de 100 kHz y otro de 180 kHz

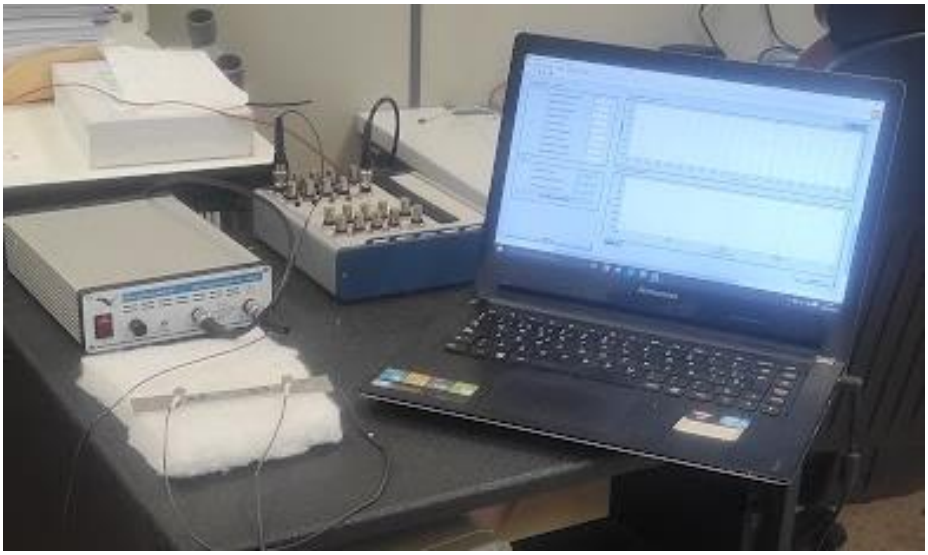


Figura 4. Montaje real del sistema de adquisición (DAQ) de las señales

Cuando la señal de un tono puro sale del emisor y es captada por el receptor, después de propagarse en el medio sufre alteraciones. La hipótesis es que cuando la probeta está dañada aparecerán armónicos de orden superior a la frecuencia de la señal de prueba.

De la misma forma, cuando la señal bitono es emitida y recibida después de propagarse en el medio, se espera que, además de armónicos de cada uno de los tonos aparezcan productos de intermodulación de distinto orden y que cuando mayor sea el daño mayor sea la amplitud de estos productos.



Figura 5. Detalle de una probeta con la posición de los sensores marcada y con el defecto central.

4. Resultados

Se presentan los resultados agrupados en las figuras de la 6 a la 11. En cada una de las figuras se ha representado la respuesta en frecuencia correspondiente a la situación con marca central (MC) y sin marca (SM). Para una mejor visualización el área encerrada entre las dos curvas se ha sombrado.
Las figuras 6,7 y 8 corresponden a la excitación con un tono de 80 kHz. La representación, este caso, se realiza entra 90 y 500 kHz garantizando, de esta forma que tenemos armónicos de orden superior al de la señal de entrada (el primero es el de 160 kHz).
Las figuras 9,10 y 11 corresponden a la respuesta cuando la señal de entrada es la combinación de 100 y 180 kHz. Por esta razón se ha optado por una representación desde 190 hasta 500 kHz garantizando la presencia de armónicos de orden superior y productos de intermodulación superior.

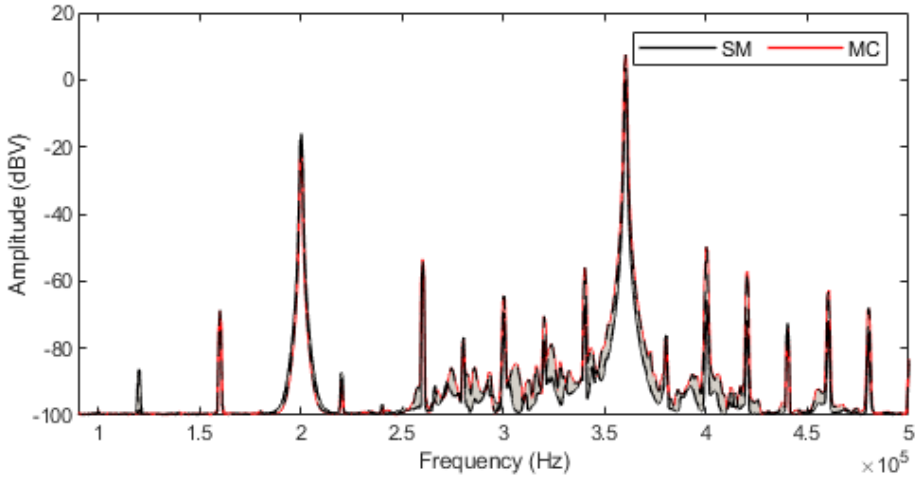


Figura 6. Respuesta en frecuencia de la muestra AISI316 frente a una señal de 80 kHz.

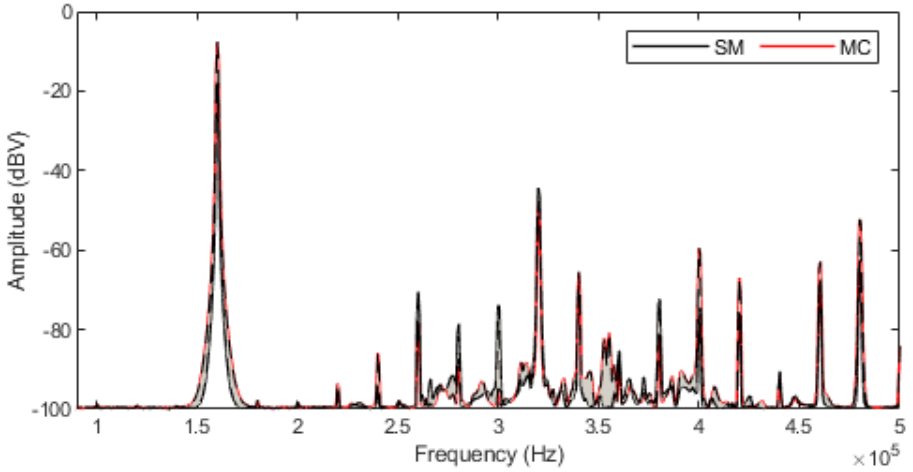


Figura 7. Respuesta en frecuencia de la muestra AL5724 frente a una señal de 80 kHz.

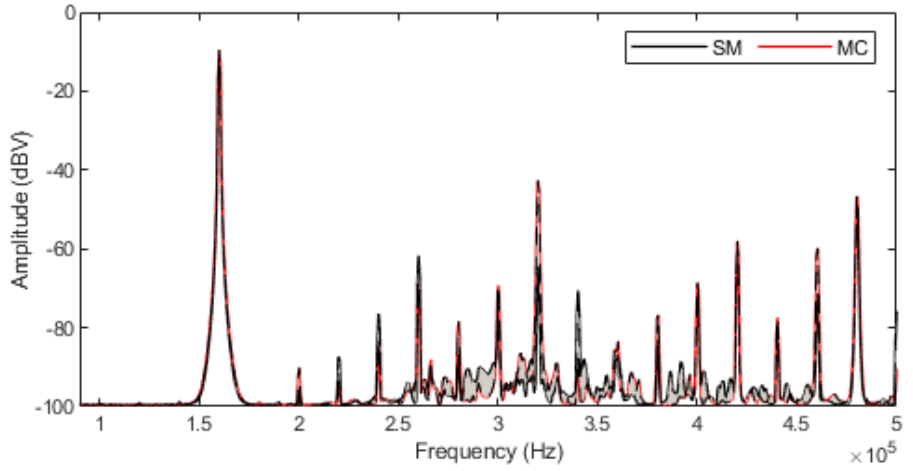


Figura 8. Respuesta en frecuencia de la muestra CU frente a una señal de 80 kHz.

A continuación, se presentan las respuestas correspondientes a las señales de entrada bitono de 180 y 100 kHz respectivamente.

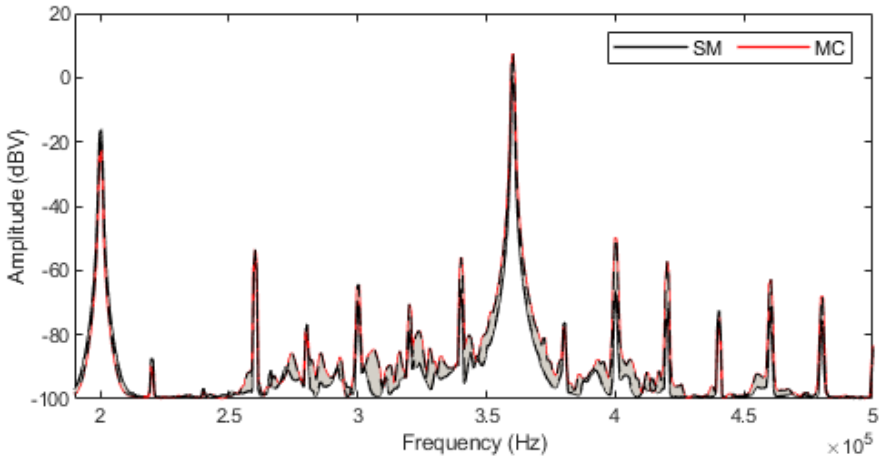


Figura 9. Respuesta en frecuencia de la muestra AISI316 frente a una señal bitono de 100 y 180 kHz.

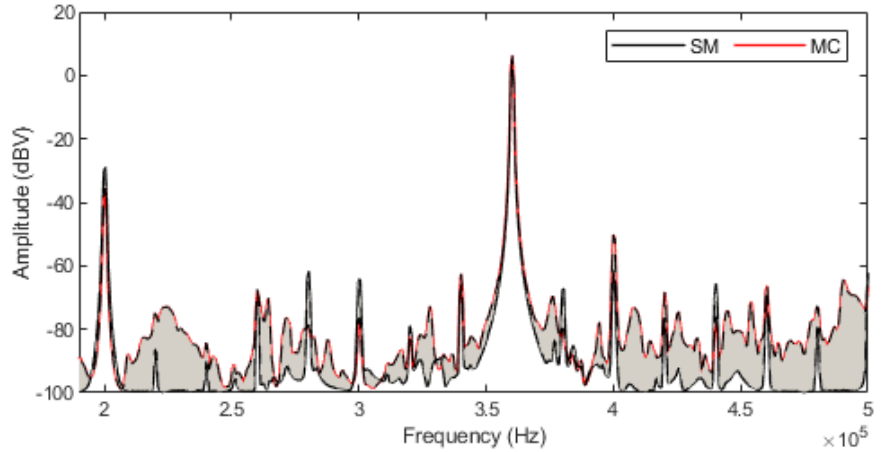


Figura 10. Respuesta en frecuencia de la muestra AL5754 frente a una señal bitono de 100 y 180 kHz.

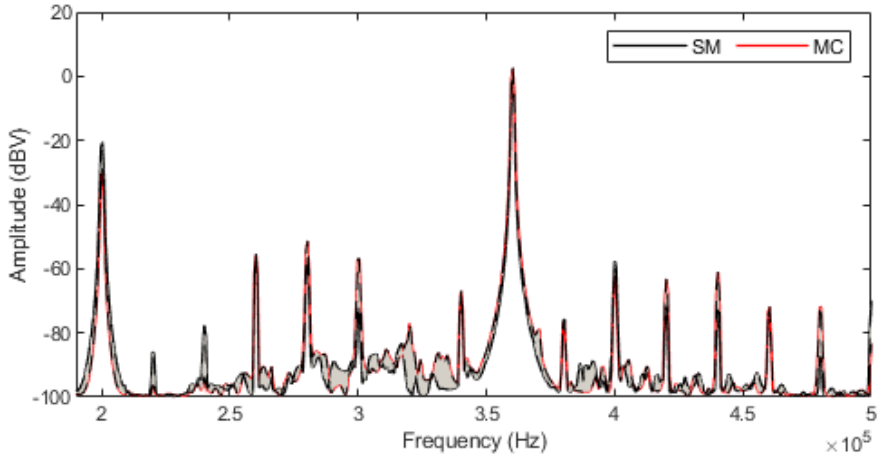


Figura 11. Respuesta en frecuencia de la muestra CU frente a una señal bitono de 100 y 180 kHz.

Para evaluar de una forma global el incremento de no linealidad, se ha calculado la relación entre el área sombreada en cada una de las figuras. Los cálculos se recogen en la tabla 1

.

Señal de test	Material AISI316	Material AL5754	Material CU
80 kHz	1,89	2,88	1,22
100kHz + 180 kHz	2,88	1,2	1,3

Tabla 1. Relación entre el área encerrada por las dos curvas) en cada una las figuras 6 a 11 (sombreada)

5. Conclusiones

Los primeros resultados, parecen confirmar que la distorsión armónica y la distorsión de modulación podrían ser buenos indicadores del daño en el material. Se hace necesario elegir adecuadamente la señal de prueba, las características mínimas de los transductores y el parámetro a comparar para lo cual se ha preparada una batería de experiencias con siete materiales metálicos diferentes.

Agradecimientos

Esta investigación ha sido financiada por la Conselleria de Innovación, Universidades, Ciencia y Sociedad Digital a través del proyecto AICO 2022 (CIAICO/2021/345). Queremos agradecer a los profesores Miguel Angel Climent y Salvador Ivorra Chorro por su intervención en la conceptualización del trabajo.

REFERENCIAS

[1]. Post, N. L., Case, S. W., & Lesko, J. J. (2008). Modeling the variable amplitude fatigue of composite materials: A review and evaluation of the state of the art for spectrum loading. International Journal of Fatigue, 30(12), 2064- 2086.

[2]. Van Paepegem, W., & Degrieck, J. (2002). A new coupled approach of residual stiffness and strength for fatigue of fibre-reinforced composites. International Journal of Fatigue, 24(7), 747-762.

[3] To Kang, Hun-Hee Kim, Sung-Jin Song, Hak-Joon Kim,Characterization of fatigue damage of Al6061-T6 with ultrasound, NDT & E International,Volume 52,2012,Pages 51-56, ISSN 0963-8695, https://doi.org/10.1016/j.ndteint.2012.08.001.

[4] Jin-Yeon Kim, Laurence J. Jacobs, Jianmin Qu, Jerrol W. Littles; Experimental characterization of fatigue damage in a nickel-base superalloy using nonlinear ultrasonic waves. *J. Acoust. Soc. Am.* 1 September 2006; 120 (3): 1266–1273. https://doi.org/10.1121/1.2221557

[5] Yan X, Wang H, Fan X. Research Progress in Nonlinear Ultrasonic Testing for Early Damage in Metal Materials. Materials. 2023; 16(6):2161. https://doi.org/10.3390/ma16062161

[6] Jhang, KY. Nonlinear ultrasonic techniques for non destructive assessment of micro damage in material: A review. Int. J. Precis. Eng. Manuf. 10, 123–135 (2009). https://doi.org/10.1007/s12541-009-0019-y

[7] https://www.matweb.com/ consultado el 10/07/2024

[8] https://www.falco-systems.com, consultado el 10/07/2024

[9] https://www.dakel.cz/ consultado el 10/07/2024

COMPARISON OF LONGITUDINAL VELOCITY ESTIMATION METHODS IN A PIEZOCERAMIC MATERIAL: PULSE-ECHO VERSUS THROUGH-TRANSMISSION

Carles Gallardo[1], Álvaro Lloret[1], Patricia Ordóñez[2], Álvaro Liébana[1], Victor Espinosa[1], Isabel Pérez-Arjona[1]

[1] Universitat Politècnica de València (IGIC-UPV). EPS Gandia.
{cargall2@upv.es, alloret@upv.es, allieca@upv.es, vespinos@upv.es, jparjona@upv.es}
[2] Zunibal S.L.
{patricia.ordonez@zunibal.com}

Resumen

Los métodos no destructivos permiten la caracterización de diferentes materiales y determinar los posibles defectos internos presentes en diferentes estructuras. En este estudio, caracterizamos la velocidad longitudinal de diferentes muestras de un material piezocerámicos utilizando dos técnicas: pulso-eco, y transmisión-recepción. Para ello, se utilizan diferentes señales como la burst, chirp MLS y TSP (Time Streched Pulse) y MLS (Maximum Length Sequence). Se utilizan además dos algoritmos para obtener el tiempo de llegada; para pulso-eco, los cruces por cero de diferentes ecos dentro del material y para transmisión recepción, se utiliza el método de la correlación cruzada. Este estudio tiene como objetivo presentar las ventajas e inconvenientes de cada sistema así como qué señales pueden ser más útiles para la caracterización de la velocidad longitudinal en el sistema de transmisión-recepción.

Palabras clave: NDT; velocidad longitudinal; ultrasonidos; caracterización materiales; algoritmos de detección.

Abstract

Non-Destructive-Testing methods allow the characterization of different materials and determine the state of possible internal defects in several structures. In this study, we characterize the longitudinal velocity of several samples of a piezoceramic material using two techniques: pulse-echo, and through-transmission. For this purpose, different signals are used, such as burst, chirp, TSP (Time Streched Pulse) and MLS (Maximum Length Sequence). Two different algorithms were used to obtain the time of flight: for pulse-echo, zero crossing of the different echoes within the material, and for the transmission-reception method, the cross-correlation method. This study aims to present the advantages and disadvantages of each of the two systems as well as the signals that can be more useful for characterizing the longitudinal velocity in the through-transmission system.

Keywords: NDT; longitudinal velocity; ultrasounds; material characterization; detection algorithms.

PACS nº. 43.35.Zc, 43.35.Cg

1 Introduction

In aquaculture, systems such as echo sounders play an important role in optimisation and performance processes [1]. Other systems such as satellite buoys allow remote monitoring over long periods of time of the biomass in tanks, as well as a rapid response to disturbances caused by feeding deviations or other factors [2]. All these systems are based on active monitoring using ultrasound and therefore a crucial part of this system are the ultrasonic transducers. Characterisation of these transducers is essential for the correct functioning of the systems [3-4]. This characterization includes their sensitivity in transmission and reception, as well as their directivity patterns at different powers. However, it is also convenient to characterise not only the performance and behaviour of the transducer, but also some properties of the materials that make it up, including the active element, which are usually piezoceramics.

For the characterisation of these piezoceramics, non-destructive testing methods are used to determine certain properties of the materials without damaging them [5]. These include ultrasonic inspection to determine the longitudinal velocity of the material [6-7] and attenuation [8-9]. In this article, a material widely used for the manufacture of transducers is used and evaluated in two systems: pulse-echo and transmit-receive. The aim is to compare which method gives better results, comparing the measured speed with the speed given by the manufacturer. In addition, in the transmission-reception system, different signals are used, in order to know with which of them we obtain a value closer to the theoretical one.

The article consists of a brief theoretical background of the signals used, as well as a description of the set-ups and algorithms used for indirect longitudinal velocity measurement. Subsequently, the results are introduced and concluded with the comparison characteristics between systems, as well as the signals used for the transmit-receive system.

2 Theoretical background

There are several types of signals used to determine the time of flight in materials inspection. Commonly used signals and broadband signals robust to background noise have been chosen for this study.

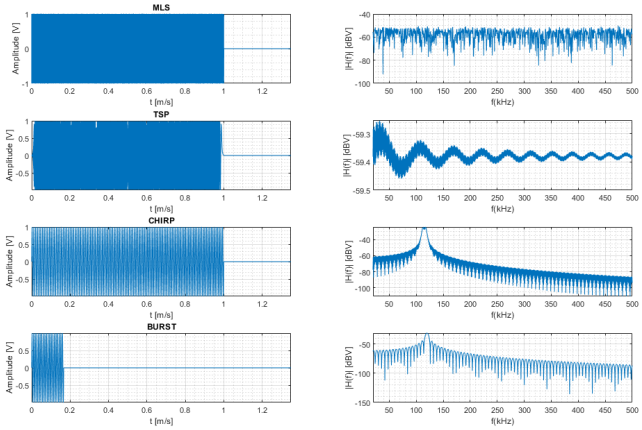


Figure 1 – Used signals (left) and their spectrum (right).

2.1 Signal theory

2.1.1 Burst signal

These signals are used in non-destructive testing because they allow the calculation of several parameters such as the velocity from the time of flight and the attenuation of the material to be studied [9]. Their theoretical expression in the time domain is:

$$s_{tx}(t) = A_{tx} cos\,(2\pi f_0 t)\, rect\left(\frac{t-\frac{NT_0}{2}}{NT_0}\right) \quad (1)$$

Where A_{tx} is the amplitude of the signal, f_0 is the frequency, T_0 is the period, N is the number of cycles, and $rect()$ is the rectangular function. By applying the Fourier transform to the above expression, we obtain:

$$S_{tx}(f) = \frac{A_{tx}NT_0}{2} sin\ c\left((f-f_0)NT_0\right)e^{-j2\pi(f-f_0)NT_0} \quad (2)$$

2.1.2 Chirp signal

A chirp signal is defined according to Eq. 3, and has a high peak in the cross-correlation. In addition, another remarkable feature is that it is uncorrelated with another chirp defined in another frequency range or inverted.

$$x(t) = sin\left(\phi_0 + 2\pi\left(\frac{f_1-f_0}{2T}t^2 + f_0 t\right)\right) \quad (3)$$

Where ϕ_0 is the initial phase, f_0 is the final frequency, f_1 is the final frequency, and T is the signal duration.

2.1.3 MLS signal

MLS (Maximum Length Sequence) signals are pseudo-random signals with a binary amplitude. The amplitude can have two values [10].

2.1.4 TSP signal

On the other hand, TSP (Time Stretched Pulse) [11] are signals used in room acoustics to obtain the impulse response. The definition of the TSP signal is given by Eq. 4. It is a signal defined in frequency and the inverse Fourier transform is used to obtain the time signal.

$$H(k) = \begin{cases} e^{jpk^2}, 0 \le k < \dfrac{N}{2} \\ 1, k = \dfrac{N}{2} \\ H*(N-k), \dfrac{N}{2} < k < N \end{cases} \quad (4)$$

2.2 Inspected material properties.

The material inspected is an 11.6 mm thick Ferroperm™ Piezoelectric ceramics disc [12]. The applications where it is used are in the construction of broadband transducers in NDT, medical, immersion and Doppler fluid flow meters. According to the manufacturer, its key characteristics are a high thickness coupling coefficient and high permittivity. However, its most interesting feature for us is that the longitudinal velocity is known (3200 m/s) and we can use it as a reference material to compare measurements.



Figure 2 – Example of sample for Pz37.

3 Methodology

For this experiment, two different set-ups have been designed for the emission and reception of ultrasonic signals in order to obtain the propagation velocity of piezoelectric ceramics. The first set-up is based on the pulser-receiver technique, which is widely used for non-destructive testing applications. The second system is based on the through transmission technique.

3.1 Pulse-echo

In this system, a computer is used as the transmitter and receiver controller. The computer is connected to a function generator (Rigol GG5071) in charge of generating a 1 MHz Burst signal of 1 cycle with the maximum output voltage of the generator (20 Vp). In turn, the PC is connected to an oscilloscope (Tektronix TD2200) where the echoes received from the emission are recorded. A Parametrics 1 MHz transducer has been used, connected to both the generator and the oscilloscope. A schematic of the system can be seen in Figure 3.

This system has been used as a control system as there is a lot of literature confirming its validity [13] for this type of measurements. The measurements were taken by placing the ceramic to be studied on a smooth surface and attaching the transducer to the top of it using Vaseline. Six repetitions were taken with this system. Each time a measurement was repeated, the transducer was uncoupled and reattached.

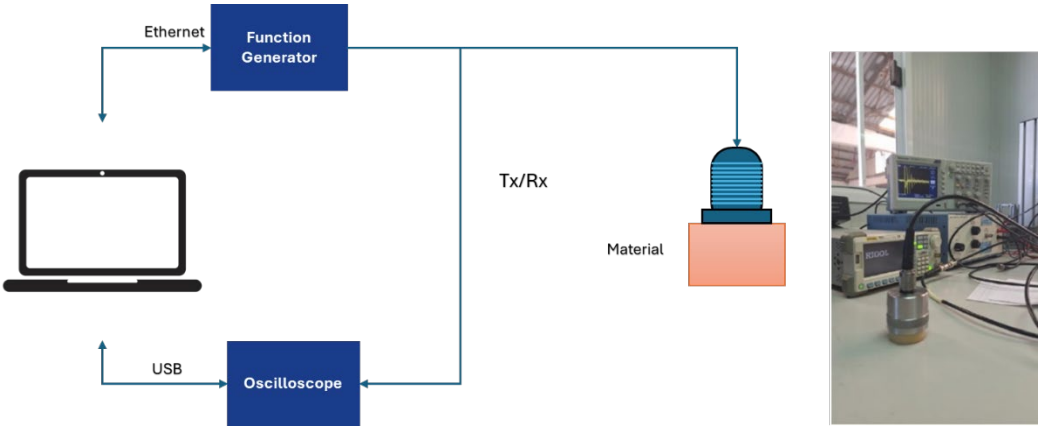


Figure 3 – (Left) Schematic of the pulse-echo system. (Right) Photograph of the assembly.

3.2 Through transmission.

In this set-up, a computer was also used as the transmitter and receiver controller. For the reception part, an RTM3002 oscilloscope has been used, whose configuration parameters are controlled from the control computer, and a receiver transducer connected to channel 2 of the oscilloscope. On the other hand, the emission part is made up of a Red-Pitaya in charge of signal generation, a Piezo Systems. Inc. Model EPA-104, and an emitter transducer. The two transducers used for both emission and reception are AIRMAR P7 95-155A kHz.

From the computer, the desired signal type has been selected for broadcasting from the Pitaya-Network. This broadcast signal is defined with a duration of 1 ms and a frequency between broadcasts of 100 ms. The total number of emissions has been set to 128. The signal has an amplitude of 3.184 V at the output of the Pitaya-Network. This output is connected via a T-type connection to channel 1 of the oscilloscope and to the input of the linear amplifier. A gain of 3 dB is applied to the signal from the amplifier and connected to the transmitting transducer. The receiving part has been configured with the averaging option with a total of 128 signals and 100000 samples per signal in a 2000 µs window.

To fix the ceramics and attach the transducers to them, the following assembly is available (see Figure 4) which allows the transducers to always be pressed with the same pressure, thanks to the use of a torque spanner, used on the upper pressure nut adjusted to always exert the same pressure.

In addition, the electronic delay introduced by the system from signal emission to reception was obtained. In order to obtain this delay, the two transducers have been placed in front of each other and the time between emission and reception has been measured. This delay must be taken into account when calculating the time of flight.

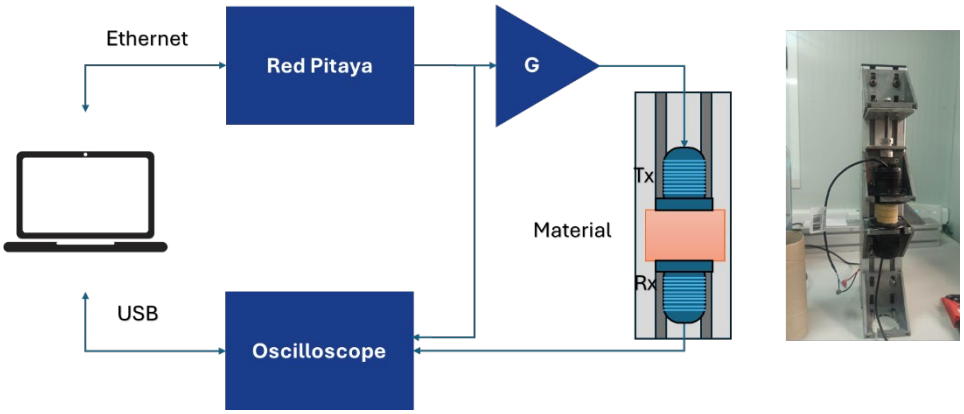


Figure 4 – (Left) Simplified schematic of the assembly for the through transmission system. (Right) Picture of the completed assembly.

3.3 Time of flight detection algorithms.

3.3.1 Zero-crossing intervals.

The zero-crossing algorithm is based on identifying the first maximum corresponding to the first echo of the transmitted signal (see Figure 5). Subsequently, the nearest zero crossing is searched for. Then, the next maximum corresponding to the next echo is searched for. In this case, for each measurement, three intervals have been taken into account, which are then averaged.

With this time, as the wave travels twice the distance in each echo, the longitudinal velocity is calculated as:

$$v = \frac{2d}{t}, \tag{5}$$

where d is the measured distance and t is the mean flight time of all intervals.

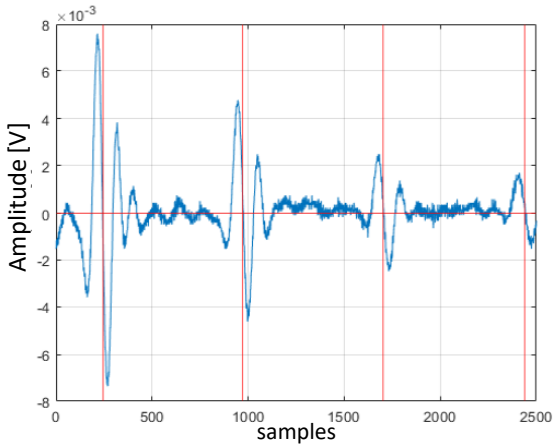


Figure 5 – Example of multiple echoes and the three intervals detected by the algorithm, indicated by the red lines.

3.3.2 Normalized cross-correlation.

Another method to obtain the time-of-flight (Figure 6a) is to obtain the position of the maximum of the cross-correlation of two signals (Figure 6b and 6c). The sample where the maximum correlation peak is located is directly related to the received signal offset with respect to the emitted signal. This offset is equivalent to the time of flight in samples. The T.O.F. value can be obtained by dividing the value of the offset by the sampling frequency [14].

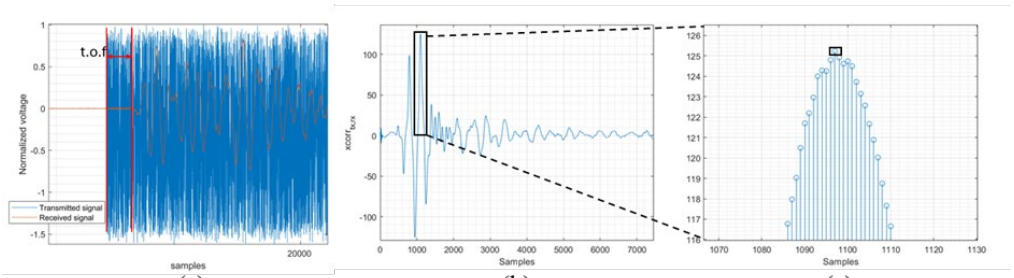


Figure 6 – (a) Time of flight represented between the normalized transmit and receive signals.(b) Maximum of the correlation between the transmitted and the received signal, also shown in black. (c) Zoom of the peak corresponding to the maximum, also shown in black.

4 Results

In this section we will summarise the results obtained. The longitudinal velocity of the material will be expressed as the average of the six ceramic velocities ($\bar{v}$). In addition, the error in the indirect measurement will be considered as the standard deviation (σ). The relative error as well as the dispersion between samples will also be presented.

$$v_{estimated} = \bar{v} \pm \sigma\,, \tag{6}$$

By means of the theory of differentials, the uncertainty or error comitted σ in the measurement can be determined:

$$\sigma_{tx-rx} = \left(\frac{d}{t^2}\,\sigma_t + \frac{1}{t}\sigma_d\right) \tag{7}$$

$$\sigma_{pusle-echo} = 2 \cdot \left(\frac{d}{t^2}\,\sigma_t + \frac{1}{t}\sigma_d\right), \tag{8}$$

where σ_{tx-rx} and $\sigma_{pusle-eco}$ are the errors committed in the transmit-receive and pulse-echo systems, respectively. σ_t and σ_d are the error of time and distance. In addition, the dispersion (D) and relative error (ϵ_r) are calculated:

$$D(\%) = \frac{|v_{max} - v_{min}|}{\bar{v}} \cdot 100 \tag{9}$$

$$\epsilon_r(\%) = \frac{|v_{theorical} - \bar{v}\,|}{v_{theorical}} \cdot 100 \tag{10}$$

4.1 Pulse-echo system.

In the results obtained with the control system, the distribution of the histogram can be seen, as well as the whisker diagram represented in the violins (see Figure 7).

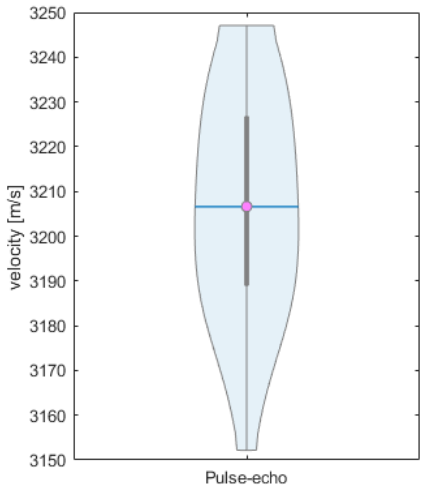


Figure 7 – Violin plot representing the values of the velocity measurements for the pulse-echo system. The blue line represents the mean and the magenta dot the median.

In Table 1, we observe the result of the measured longitudinal velocity, with the average of the six individual velocities, as well as their standard deviation. Furthermore, it has a low dispersion of 3% and also a very low relative error (a difference of only 10 m/s, or 0.3%). Therefore, this system is very close to the theoretical longitudinal speed value set by the manufacturer.

Table 1 – Results of velocity for pulse-echo system.

	Pulse-echo (1MH)
Velocity(m/s)	3210 ± 24
D (%)	3
ϵ_r(%)	0.3

4.2 Transmission-reception system.

Figure 8 shows the longitudinal velocity distribution for the transmit-receive system. It can be seen that the results obtained for the MLS and TSP signals are similar to each other. The mean value of the velocities differs by 50 m/s. Even so, the velocities are far from the theoretical velocity.

On the other hand, the results obtained for the chirp signal have a low velocity value compared to the results for the MLS and TSP signals. In addition, compared to the theoretical velocity value.

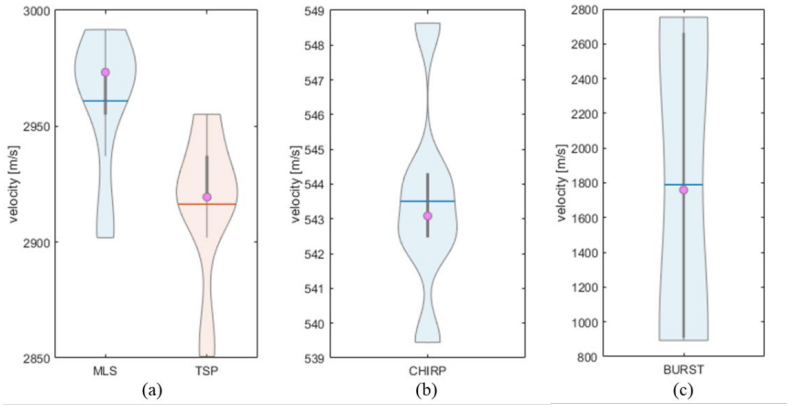


Figure 8 – Distribution of the data presented for the through transmission for the following excitation signals: (a) MLS and TSP; (b) chirp; (c) burst.

Finally, the burst signal has higher velocity values than the chirp signal but lower than the MLS and TSP signals. The results obtained with this type of signal have shown the greatest dispersion between samples of the four signals used (see Table 2).

Table 2 – Results of measured speeds for the through transmission system and their excitation signals

	MLS	TSP	Chirp	Burst
Velocity (m/s)	2960 ± 30	2920 ± 30	544 ± 3	2000 ± 1000
D (%)	3	3	1	104
ϵ_r(%)	7.5	8.5	83	44

4.3 Pulse-echo vs through transmission systems.

If we compare the measurements made in both systems, considering the best velocity results obtained with the MLS excitation signal, we can conclude that the system with the best velocity estimation is the one obtained with the MLS excitation signal. Representing together the violins of the two systems (see Figure 9), together with the summary of the velocity results obtained, it can be concluded that the system with the best velocity estimation in terms of proximity to the theoretical value of the material velocity (3200 m/s) is the pulse/echo system.

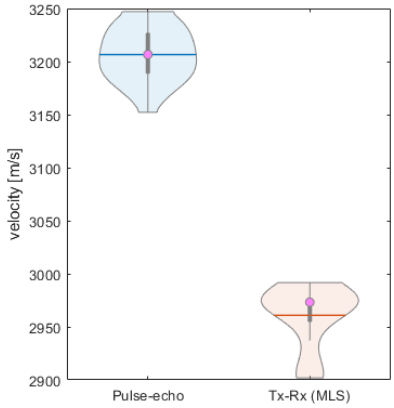


Figure 9 – Data distribution between the pulse echo system and the through transmission system (Tx - Rx) for the MLS excitation signal.

On the other hand, both systems present a similar measurement error, as well as the same dispersion between samples (see Table 3).

Table 3 – Comparison of measured results between studied Pulse echo and transmission-reception system for MLS excitation signal.

	Pulse-echo (1MH)	Tx – Rx (120 kHz)
Velocity (m/s)	3210 ± 24	2960 ± 30
D (%)	3	3
ϵ_r(%)	0.3	7.5

As a way to improve the estimation of longitudinal velocity and generate more measurements from those of the samples under study, a method previously performed by this group for the characterisation of fish velocity is used [15]. This method consists of grouping samples, measuring the thickness and arrival time for different groupings of the material and calculating the linear regression by the least squares method (see Figure 10). The independent variable (x) is time and the dependent variable (y) is distance. In this way, the slope of the straight line is used to obtain the longitudinal velocity of the material.

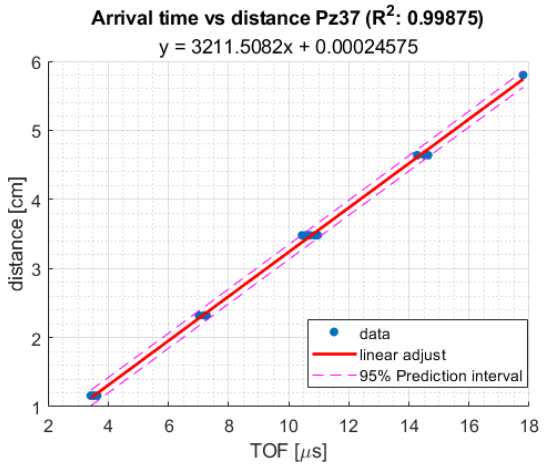


Figure 10 – Linear regression model based on the measures of different piezoceramic groups (five).

The estimated velocity following the procedure of [15], calculated by the least squares linear regression fit, is 3210 ± 30 m/s. This gives a velocity estimate equal to that of the pulse echo system.

5 Conclusions

As mentioned above, material characterisation is an important part to take into account in the design, manufacture and control process of any transducer, whatever its purpose, since its behaviour depends not only on the electronics, but also on a good choice of material and its mechanical properties, including speed.

From the results obtained with the control system (Pulse-Echo), it was possible to confirm the value of the longitudinal speed of the ceramic with a relative error of 0.3 % of the theoretical value. As for the transmission-reception system, the results do not resemble the theoretical velocity. It has been concluded

by means of the correlation method that the signals that give the best results are the broadband MLS and TSP signals with a relative error of 7.5% and 8.5% respectively, of which the MLS is the one that comes closest to the theoretical speed. The burst and chirp signals do not perform well with errors of 44% and 83%.

However, by using the method of grouping different piezoceramics, we were able to match the results of velocity estimation between systems.

From the dispersion between samples of the two systems we have been able to establish that both methods are valid and that external factors such as coupling do not affect the measurements to a great extent, except for the burst signal where the dispersion is high. Repeatability in data acquisition is confirmed.

The main advantage of the pulse/echo system is that it is faster to run and can be run on individual ceramics, which allows a control system in the production line of ultrasonic systems.

As future lines, a transmit-receive system with transducers of a higher frequency range is being established. The purpose of this is to avoid the grouping of the various ceramics in order to be able to evaluate each one individually and to be able to carry out quality control.

6 Acknowledgements

References

[1] Koslow, J. A. (2009). The role of acoustics in ecosystem-based fishery management. *ICES Journal of Marine Science*, *66*(6), 966-973.

[2] Moreno, G., Murua, J., & Restrepo, V. (2016, May). The use of echo-sounder buoys in purse seine fleets fishing with DFADs in the eastern Pacific Ocean. In *IATTC-7th Meeting of the Scientific Advisory Committee*.

[3] Lopez, J., Moreno, G., Sancristobal, I., & Murua, J. (2014). Evolution and current state of the technology of echo-sounder buoys used by Spanish tropical tuna purse seiners in the Atlantic, Indian and Pacific Oceans. *Fisheries Research*, *155*, 127-137.

[4] Ordoñez Cebrián, P. (2017). *Ultrasonic transducer design: Feasibility as parametric echosounder in shallow water* (Doctoral dissertation, Universitat Politècnica de València).

[5] Hellier, C. (2003). *Handbook of nondestructive evaluation* (No. 19496). Mcgraw-hill.

[6] Krautkrämer, J., & Krautkrämer, H. (2013). *Ultrasonic testing of materials*. Springer Science & Business Media.

[7] Hübschen, G. (2016). Ultrasonic techniques for materials characterization. In *Materials Characterization Using Nondestructive Evaluation (NDE) Methods* (pp. 177-224). Woodhead Publishing.

[8] Gosálbez, J., Wright, W. M. D., Jiang, W., Carrión, A., Genovés, V., & Bosch, I. (2018). Airborne non-contact and contact broadband ultrasounds for frequency attenuation profile estimation of cementitious materials. *Ultrasonics*, *88*, 148-156.

[9] Genovés, V., Gosálbez, J., Carrión, A., Miralles, R., & Payá, J. (2016). Optimized ultrasonic attenuation measures for non-homogeneous materials. Ultrasonics, 65, 345-352.

[10] Gemba, K. L., Vazquez, H. J., Fialkowski, J., Edelmann, G. F., Dzieciuch, M. A., & Hodgkiss, W. S. (2021). A performance comparison between m-sequences and linear frequency-modulated sweeps for the estimation of travel-time with a moving source. *The Journal of the Acoustical Society of America*, *150*(4), 2613-2623.

[11] Suzuki, Y., Asano, F., Kim, H. Y., & Sone, T. (1995). An optimum computer-generated pulse signal suitable for the measurement of very long impulse responses. The Journal of the Acoustical Society of America, 97(2), 1119-1123.

[12] Home | CTS Ferroperm. (2024, June 24). CTS Ferroperm |. https://www.ferropermpiezoceramics.com/

[13] Raišutis, R., Kažys, R., & Mažeika, L. (2008). Application of the ultrasonic pulse-echo technique for quality control of the multi-layered plastic materials. *NDT & E International*, *41*(4), 300-311.

[14] Gaona, Á. L., Roselló, V. E., Pérez, I. A., & Álvarez, C. D. L. (2023). COMPARACIÓN DE SEÑALES DE BANDA ANCHA PARA POSICIONAMIENTO ACÚSTICO SUBMARINO.

[15] Ladino, A., Pérez-Arjona, I., Espinosa, V., Chillarón, M., Vidal, V., Godinho, L. M., ... & Boyra, G. (2024). Role of material properties in acoustical target strength: Insights from two species lacking a swimbladder. *Fisheries Research*, *270*, 106895.

“Caracterización del cambio de propiedades mecánicas de tejido prostático ex vivo bovino por incremento de temperatura”

Zurfluh L.[1,2], Callejas A.[1,2,3], Torres J.[1,2], Rus G.[1,2,3], Gomez A.[1,2,4]

[1] Dpto. Mecánica de Estructuras e Ing. Hidráulica, Universidad de Granada, España,
leon@ugr.es, acallejas@ugr.es, geresez@ugr.es, grus@ugr.es, ajgomez@ugr.es
[2] TEC-12 group, Instituto de Investigación Biosanitaria, ibs.Granada 18001, España
[3] Excellence Research Unit “ModelingNature” (MNat), Universidad de Granada, Granada 18001, España
[4] UCL Mechanical Engineering, University College London, Torrington Place, Londres, WC1E 7JE, Reino Unido

Resumen

El cáncer de próstata es uno de los cánceres más prevalentes diagnosticados en hombres. Como una alternativa menos invasiva a la prostectomía radical para el tratamiento de este cáncer, surge la posibilidad de realizar tratamientos de ablación térmica en próstatas con Ultrasonidos Focalizados de Alta Intensidad (HIFU en inglés). No obstante, debido a la incertidumbre del área de lesión abarcada debido a la dosis térmica, no se aprovecha su ventaja de uso focal, siendo tratada toda la glándula o una gran porción de la misma. La exposición de tejidos a temperaturas elevadas genera cambios irreversibles en las propiedades mecánicas de estos, por lo que estudiar estos cambios puede ser de interés para ganar certidumbre en la ubicación de generación de la lesión y la dosis térmica aplicada mediante HIFU. Para investigar el cambio en propiedades mecánicas debido a la dosis térmica, se propone el uso de imagen por elastografía en próstatas ex vivo bovinas mientras están sometidas a una dosis térmica cambiante mediante inmersión en baño termorregulado. La velocidad de onda s, obtenida de los ensayos de elastografía, es el parámetro seleccionado para correlacionar con la dosis térmica. Los resultados indican que existe correlación, por lo que se puede concluir que la elastografía puede potencialmente servir de guía en tratamientos HIFU del cáncer de próstata.

Palabras clave: SWE, HIFU, ARF, Biomecánica, Ultrasonidos.

Abstract

Prostate cancer is one of the most prevalent cancers diagnosed in men. As a less invasive alternative to radical prostatectomy for the treatment of this cancer, the possibility of performing thermal ablation treatments on prostates using High-Intensity Focused Ultrasound (HIFU) has emerged. However, due to the uncertainty of the lesion area covered due to the thermal dose, its advantage of focal use is not fully utilized, with the entire gland or a large portion of it being treated. Exposure of tissues to elevated temperatures generates irreversible changes in their mechanical properties, so studying these changes can be of interest to gain certainty in the location of lesion generation and the thermal dose applied via HIFU. To investigate the change in mechanical properties due to thermal dose, the use of elastography imaging in ex vivo bovine prostates is proposed while they are subjected to a changing thermal dose by immersion in a temperature-controlled bath. The shear wave speed, obtained from the elastography tests, is the parameter selected to correlate with the thermal dose. The results indicate that there is a correlation, leading to the conclusion that elastography can potentially serve as a guide in HIFU treatments for prostate cancer.

Keywords: SWE, HIFU, ARF, Biomechanics, Ultrasound.

PACS: 62.20.D-, 62.20.de

1 Introducción

La próstata, una pequeña glándula del sistema reproductivo masculino, ha sido objeto de profunda investigación debido a la alta prevalencia de patologías asociadas, especialmente el cáncer de próstata, que es el más común y el tercero más letal entre los hombres en España [1]. Los esfuerzos científicos se han centrado en la detección temprana, evaluación y tratamiento de esta enfermedad mediante técnicas cada vez más precisas y menos invasivas.
Una de las técnicas emergentes para el tratamiento es la ablación térmica con ultrasonidos focalizados de alta intensidad (HIFU), la cual ha demostrado eficacia en ensayos clínicos, pero aún no es una opción de tratamiento estándar aprobada [2,3]. En Andalucía, los tratamientos estándar incluyen la prostatectomía radical y la cirugía laparoscópica y robótica [4]. La comprensión de la respuesta de los tejidos prostáticos a los cambios de temperatura durante la ablación térmica sigue siendo un área activa de investigación.
La elastografía es capaz de cuantificar las propiedades mecánicas de los tejidos, basada en la medición de deformaciones generadas por una fuerza externa. Estudios previos han demostrado que la temperatura afecta significativamente la rigidez del tejido, medida a través del módulo de Young (E), que está directamente relacionado con la velocidad de propagación de ondas de cizalla [5]. Entender estos cambios podría mejorar la precisión del tratamiento, ya que el aumento de la temperatura en tejidos prostáticos podría inducir cambios en sus propiedades mecánicas, lo que puede ser crucial para optimizar técnicas de tratamiento como la ablación térmica por HIFU.

2 Metodología

2.1 Configuración del experimento

Siguiendo la metodología propuesta por Sapin-de Brosses [5], se configuró un experimento similar para estudiar de manera precisa el cambio en las propiedades mecánicas con respecto a la temperatura. La configuración experimental consistió en un transductor de ultrasonidos Vantage L11-5V de Verasonics, que, por cuestiones de diseño, no podía superar los 45ºC de temperatura, por lo que se diseñó una capsula termo-controlada con recirculación de agua fría para mantener el transductor por debajo de la temperatura umbral. Esta cápsula, con el transductor dentro, ha sido sumergida en intervalos de 1 minuto en un baño termorregulado y controlado, con incremento de temperatura de aproximadamente 1ºC/min, en donde la muestra era calentada. En la muestra se ha estudiado la propagación de la onda de cizalla generada por un pulso de radiación acústica (ARF por sus siglas en inglés). Para extraer esta velocidad de propagación de onda de cizalla, se ha realizado un tratamiento de correlación cruzada y posteriormente se ha trazado una regresión de los valores máximos de amplitud con respecto al tiempo.

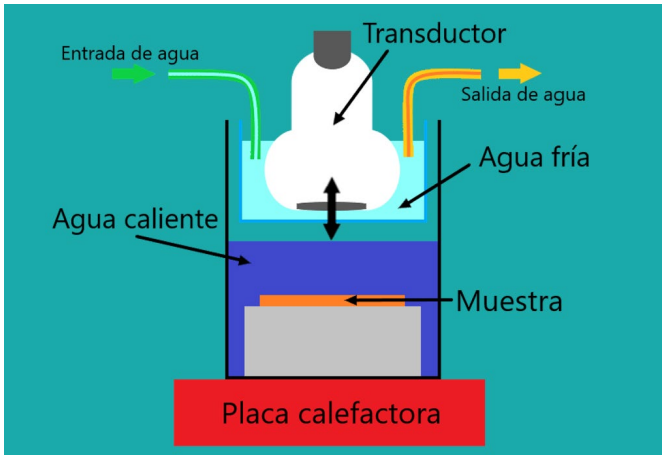


Figura 1 – Esquema del setup experimental.

Adicionalmente se ha traducido los resultados en escala CEM43, una escala propuesta por Sapareto and Dewey (1984) [6] para cuantificar la dosis térmica, producto de la observación de la muerte celular de cultivos celulares a temperaturas cercanas a los 43ºC, y que indica el tiempo necesario equivalente en minutos a los que un tejido biológico debería ser expuesto a una temperatura de 43ºC para generar un cambio, en nuestro caso, de propiedades mecánicas. La dosis térmica es calculada mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$CEM43 = \sum_{i=1}^{n} t_i R^{(43-T_i)}, \quad (1)$$

En donde t_i es el intervalo de tiempo entre muestras, T_i la temperatura de la medida, y R corresponde a la dependencia térmica de la tasa de muerte celular.

2.2 Muestras

En el presente estudio se emplearon muestras prostáticas bovinas debido a la accesibilidad de estos animales, el bajo volumen de especímenes castrados y la abundancia de ejemplares gracias al mercado de ganadería bovina. Los especímenes fueron sacrificados en las dependencias del matadero *"El Durqueño"* en Santa Fe de Granada. Estas muestras fueron seleccionadas tanto de animales de cebo como de lidia, comprendiendo edades entre 10 y 80 meses y fueron transportadas en condiciones refrigeradas hasta el laboratorio de ultrasonidos de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Caminos Canales y Puertos, donde fueron preparadas y ensayadas entre 2 y 8 horas después del sacrificio.

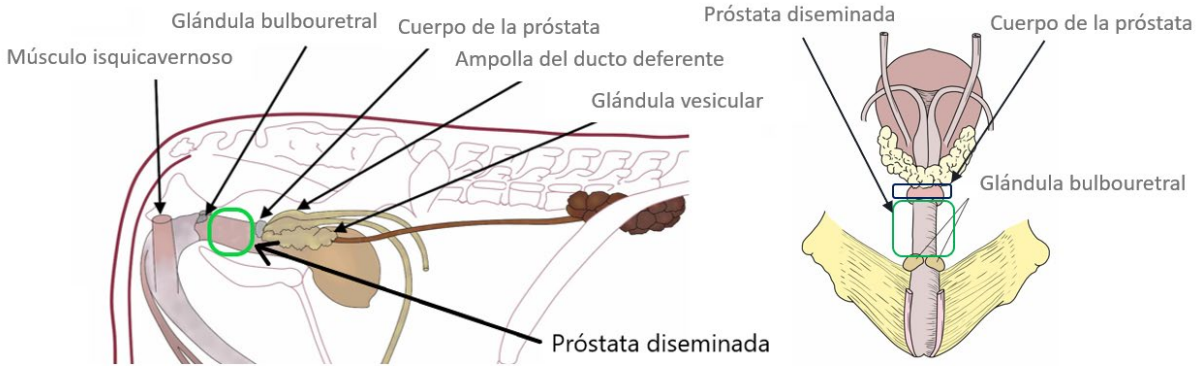


Figura 2 – Esquema de la localización de las próstatas bovinas. Fuente: UNAM.

La anatomía de la próstata bovina, caracterizada por una forma delgada y alargada con una región concentrada, tal y como se observa en las figuras 2 y 3. Esta morfología incluye la próstata diseminada, que rodea la uretra y está envuelta por tejido muscular y el cuerpo de la próstata. Las muestras se abrieron longitudinalmente exponiendo así la cara interna de la uretra, que fue donde se generó ARF, específicamente en la región de próstata diseminada.

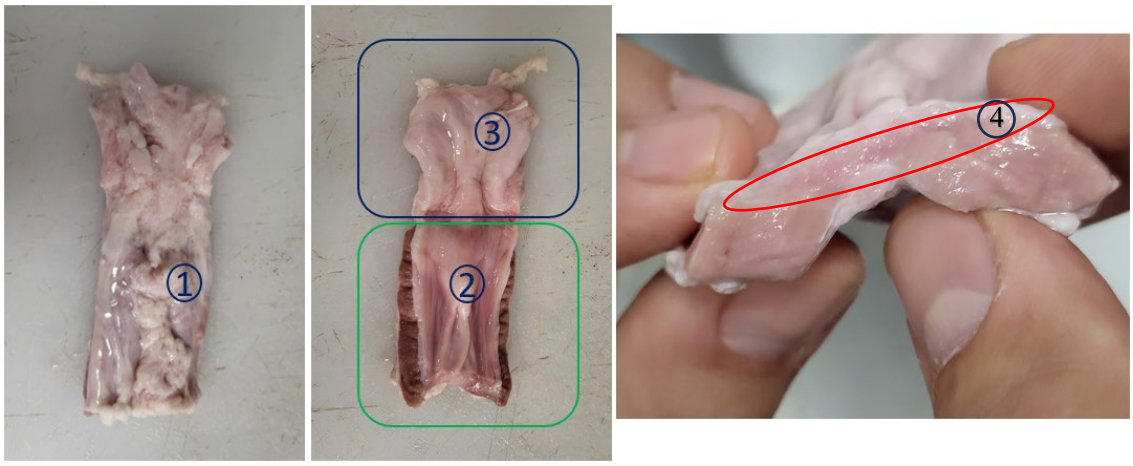


Figura 3 – Tejido prostático bovino analizado en el experimento, seccionado longitudinalmente por la región contraria a la ubicación del cuerpo de la próstata. En las imágenes está resaltado con el número 1 el denominado cuerpo de la próstata, con el número 2, junto con el recuadro que le rodea, la próstata diseminada, y con el número 3, el tejido de vejiga. Con el número 4 se puede observar una sección transversal de la próstata diseminada.

La diferencia principal observada entre las muestras de distintos especímenes radicó en el grosor del músculo que rodea la uretra y la longitud de la próstata diseminada, con variaciones dependiendo de la edad y condición del animal. La grasa de los ejemplares de cebo era más densa y difícil de retirar en comparación con la de los ejemplares de lidia, que era más fluida.

3 Resultados

3.1 Ejemplares de cebo

Los especímenes de cebo mostraron una variabilidad en la velocidad de propagación de onda de cizalla a temperaturas inferiores a 60°C, con una desviación de aproximadamente ±0.5 m/s, como se observa en la figura 5. La velocidad de propagación aumentó lentamente alrededor de los 55°C y experimentó un rápido incremento en el rango de 60°C a 65°C. No se observó una tendencia clara en función de la edad o castración de los especímenes ya que la variabilidad individual podría enmascarar cualquier patrón consistente.

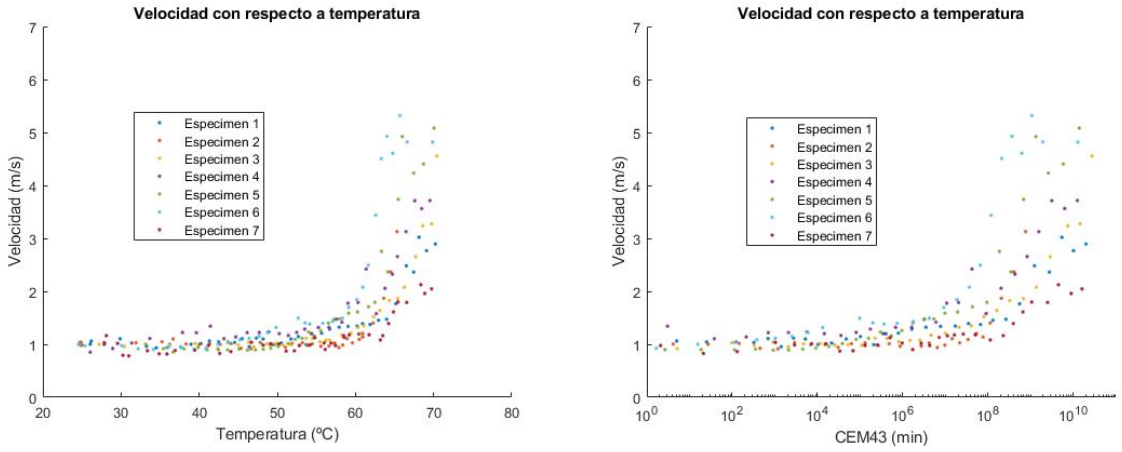


Figura 5 – Velocidad de propagación de onda de cizalla en función de la temperatura en tejido prostático bovino de cebo con respecto a la temperatura (izquierda) y CEM43 (derecha).

Para unificar y comparar la dosis térmica, se utilizó la escala CEM43 en función de la velocidad de propagación. En la figura 5, los rangos de incrementos en las mediciones muestran una mayor dispersión longitudinal, indicando variaciones en la exposición térmica. La escala CEM43, aunque útil, no es completamente representativa para estos experimentos debido a su diseño para temperaturas cercanas a 43°C. Esto puede ser observado de manera rápida apreciando el rango de minutos equivalentes, que presentan órdenes de magnitud extremadamente altos como para ser reales.

3.2 Ejemplares de lidia

Las muestras de toros de lidia presentaron una variabilidad similar a las de cebo. La velocidad de propagación de la onda de cizalla se mantuvo constante a lo largo de la mayoría del rango de temperaturas, con un incremento abrupto en el rango de 60°C a 65°C, como se muestra en la figura 6.

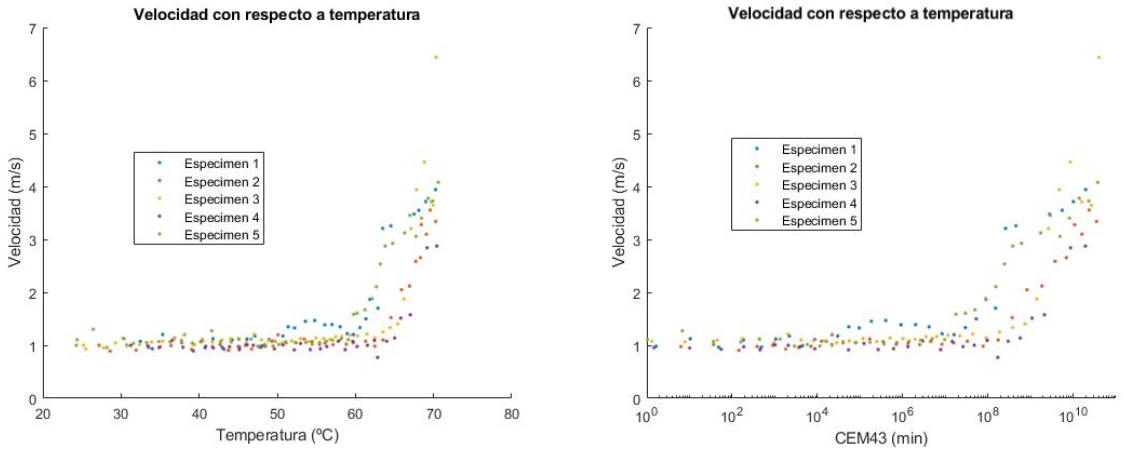


Figura 6 – Velocidad de propagación de onda de cizalla en función de la temperatura en tejido prostático bovino de lidia con respecto a la temperatura (izquierda) y CEM43 (derecha).

Al convertir la escala de temperatura a dosis térmica utilizando CEM43, se observó un comportamiento similar al de los especímenes de cebo. La figura 6 muestra además que los incrementos de la velocidad

de propagación presentan una tendencia menos divergente de unas con respecto a otras que en el caso de los ejemplares de lidia.

4 Conclusiones

Las conclusiones obtenidas a partir de los resultados de la manipulación y el estudio de elastografía de tejido prostático bovino demuestran que la edad de los especímenes no parece influir significativamente en las propiedades del tejido prostático bovino. Aunque se observaron diferencias en el tamaño de la próstata, estas no mostraron variaciones evidentes en términos de elasticidad y en caso de existir, quedaron enmascaradas por la variabilidad del experimento. Se considera que el tipo de raza podría influir en el desarrollo prematuro de los especímenes, llegando a observarse únicamente tejido de animales ya desarrollados a pesar de su juventud. Se observan incrementos notables en la velocidad de propagación de onda de cizalla, que aumentan entre 2 y 6 veces respecto a la velocidad inicial, dentro del rango de temperaturas de entre 60°C y 65°C. Las curvas de los especímenes de cebo son menos pronunciadas que las de los toros de lidia, se cree que esta variabilidad podría estar causada por la diferencia en la composición de lípidos en el entorno prostático o a la grasa periprostática, punto que será aclarado en futuros experimentos. Aunque útil para igualar curvas de tiempo y temperatura, la escala CEM43 no es representativa para incrementos progresivos de temperatura como los realizados en el desarrollo de estos experimentos.

Agradecimientos

Financiación aportada por los proyectos PPJIA2022-22 y PDC2021-120945-I00. Se agradece al matadero “El Durqueño” por facilitar las muestras.

Referencias

[1] SEOM: Sociedad Española de Oncología Médica. Cáncer de próstata, Mar 2023.

[2] Susan Marshall and Samir Taneja. Focal therapy for prostate cancer: The current status. Prostate Int., 3(2):35–41, 2015.

[3] NIH: Instituto Nacional del Cáncer. ¿qué es el cáncer?, May 2021.

[4] Junta de Andalucía: Servicio Andaluz de Salud. Hospital universitario Reina Sofía: Cartera de servicios de la unidad asistencial, Apr 2023.

[5] E. Sapin-de Brosses, J. L. Gennisson, M. Pernot, M. Fink, and M. Tanter. Temperature dependence of the shear modulus of soft tissues assessed by ultrasound. Phys. Med. Biol., 55:1701–1718, 2010.

[6] Stephen A. Sapareto and William C. Dewey. Thermal dose determination in cancer the rapy. Int. J. Radiat. Oncol. Biol. Phys., 10(6):787–800, 1984.

SE 1

Acústica de Salas de Espetáculo

Acústica de Salas de Conciertos

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DO TEATRO NACIONAL S. JOÃO (PORTO)

Hannah S. F. Mocarzel[1], António P. O. Carvalho[1], António E. B. Costa[1]

[1]Laboratório de Acústica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
{up201900143@edu.fe.up.pt, carvalho@fe.up.pt, aecosta@fe.up.pt}

Resumo
Esta comunicação trata da caracterização acústica do Teatro Nacional S. João (Porto, Portugal) inaugurado em 1798, mas reconstruído em 1920 após incêndio. Foram medidos os parâmetros: *LAeq* (sem AVAC), STI (*Speech Transmission Index*), Tempo de Reverberação, Claridade (C_{80}), Definição (D_{50}) e Tempo Central (*ts*). São apresentados os principais resultados, as conclusões obtidas e a comparação com resultados de cinco salas de ópera internacionais e um teatro nacional (Teatro Sá de Miranda, Viana do Castelo) com o mesmo formato em *ferradura*. Para além dessas, comparou-se com mais onze salas nacionais de formatos variados.

Palavras-chave: Teatro, Ópera, Tempo de reverberação, Porto.

Abstract
The goal of this paper is the acoustic characterization of the Teatro Nacional S. João (Porto, Portugal) inaugurated in 1798, but completely rebuilt in 1920 after a fire. The following parameters were measured: LAeq (without HVAC), STI (Speech Transmission Index), Reverberation Time, Clarity (C_{80}), Definition (D_{50}) and Central Time (ts). The main results are presented, the conclusions obtained and also the comparison with the results measured in five international opera halls and one national theater (T. Sá de Miranda, Viana do Castelo), with the same *horseshoe* shape. In addition, it was also compared with eleven other national theaters of various formats.

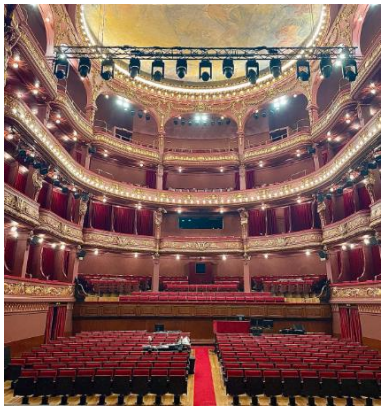
Keywords: Theater, Opera, Reverberation Time, Oporto.

PACS no. 43.55.Gx

1. Introdução

O Teatro Nacional São João (TNSJ) no Porto, Portugal (Fig. 1) foi construído em 1798, mas em 1908 foi devastado por um incêndio, levando à reconstrução. Em 1995 volta a ter regular actividade após ser de novo restaurado, essencialmente para teatros e óperas. Em 2012 foi classificado como monumento nacional. A sala principal (tipo *ferradura*) é composta por palco, plateia, tribuna, três níveis de balcões, camarotes e fosso de orquestra. Possui 614 lugares e o volume da sala é de 4.560 m³ enquanto o volume do palco é de cerca de 3580 m³. O tecto apresenta uma cúpula de 13 m de diâmetro (Fig. 2).

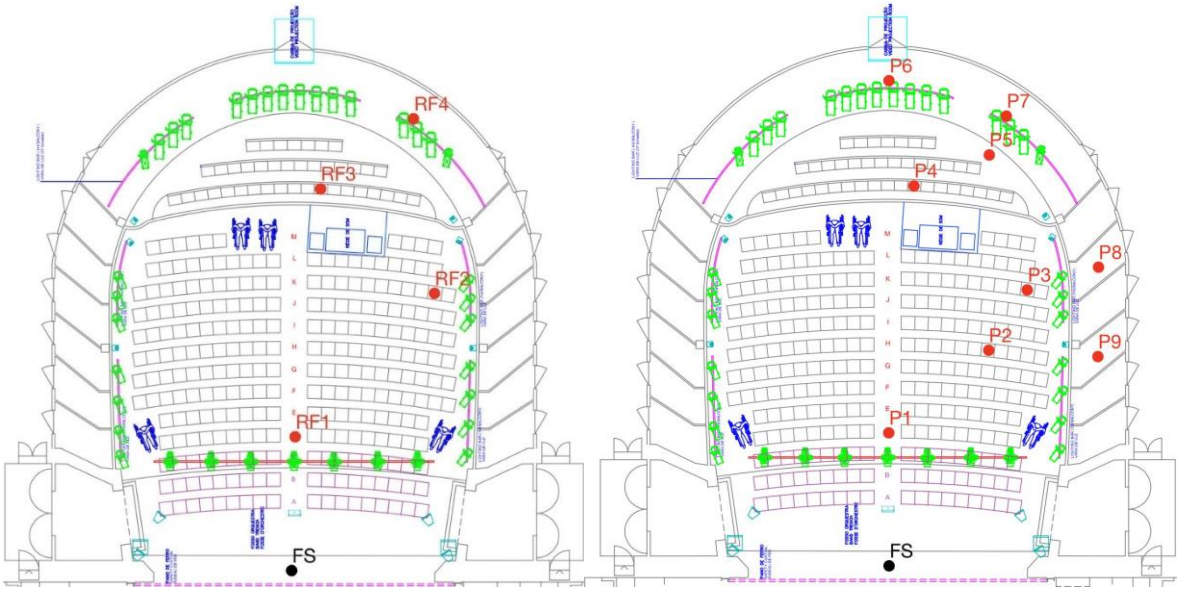




Figuras 1 e 2 – Teatro Nacional São João (Porto); interior e cúpula no teto da sala [foto da autora].

2. Metodologia

Para caracterizar acusticamente o TNSJ realizaram-se (em 23/3/2024) medições *in situ*: Nível de pressão sonora do ruído de fundo (L), Tempo de reverberação (TR), *Speech Transmission Index* (STI), Claridade (C_{80}), Definição (D_{50}) e Tempo central (*ts*) em diversos pontos (o sonómetro foi colocado a uma altura de 1,20 m). Os ensaios foram conduzidos com a sala desocupada (só com a presença de três pessoas), utilizando: fonte sonora B&K 4720 (*Echo Speech Source*), Sonómetro B&K 2260 e *software* DIRAC.



Figuras 3 e 4 – Plantas do TNSJ com a fonte sonora (FS), pontos para as medições do ruído de fundo: RF1 e RF2 na plateia, RF3 na tribuna e RF4 no balcão do 1º nível e nove pontos para as medições do TR, C_{80}, D_{50}, STI e ts: P1, P2 e P3 na plateia, P4 e P5 na tribuna, P6 e P7 no balcão do 1º nível e P8 e P9 nos camarotes do 1º nível).

Foi medido o ruído de fundo em quatro pontos: RF1 e RF2 na plateia, RF3 na tribuna e RF4 no balcão do primeiro nível, com o sistema AVAC desligado (Fig. 3). Foi depois medido o tempo de reverberação (TR), tempo central (*ts*), Claridade (C_{80}), Definição (D_{50}) e *Speech Transmission Index* (STI) com a fonte sonora no limite do palco de forma centrada e medido nos pontos P1, P2 e P3 na plateia, P4 e P5 na tribuna, P6 no balcão do primeiro nível e P7, P8 e P9 nos camarotes do primeiro nível (Fig. 4).

3. Resultados

Em relação ao Ruído de Fundo, o nível de pressão sonora equivalente médio *Leq* medido foi de 56 dB, enquanto que o nível sonoro equivalente global L_{Aeq} de 31 dB. Esses valores aparentam ser mais elevados em relação a outros teatros (cf. cap. 4.2.2.2), que registram valores de L_{Aeq} por volta dos 23 dB.
Em relação ao Tempo de Reverberação (TR) (quadro 1) nota-se uma dispersão maior de valores nas bandas de frequências de 125 e 2k Hz, enquanto que as restantes não apresentam grande variação. Na faixa de frequência de 2k a 4k Hz, observa-se um TR mais baixo, entre 1,04 e 1,19 s, o que representa um aspeto negativo para os cantores de ópera, que necessitam de um aumento do TR nessa faixa para se destacarem em relação aos instrumentos musicais. Nas frequências médias (maior sensibilidade auditiva) observa-se valores de TR médios comparados com as altas e baixas frequências. Por outro lado, nas baixas frequências há um aumento comparativamente com as altas, chegando a atingir 1,65 s na frequência de 100 Hz, aspeto este, que melhora qualidade dos espetáculos musicais. O TR médio [500,1k Hz] é de 1,17 s.
A partir dos cálculos de previsão para a ocupação da sala (quadro 2) a diferença no TR entre sala vazia (1,17 s) e com 50% de ocupação (1,12 s) foi de 0,05 s, enquanto para a sala totalmente ocupada (1,09 s) foi de 0,08 s. Essa diferença não é considerável, o que pode ser atribuído ao facto de que a sala já possui uma grande absorção devido às cadeiras serem muito almofadadas.

Quadro 1 –TR em bandas de 1/1 de oit. de 125 a 4k Hz para os pontos P1 a P9 do TNSJ; média e desvio padrão.

Tempo de Reverberação (T_{30}) (s)											
Frequência (Hz)	Pontos									**Média**	**Desvio Padrão**
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9		
125	1,76	1,55	1,69	1,44	1,63	1,33	1,17	1,34	1,26	1,46	0,19
250	1,13	1,23	1,20	1,20	1,27	1,21	1,12	1,20	1,24	1,20	0,05
500	1,10	1,26	1,10	1,03	1,21	1,08	1,10	1,07	1,06	1,11	0,07
1k	1,27	1,24	1,20	1,21	1,24	1,11	1,25	1,29	1,16	1,22	0,05
2k	1,15	1,31	1,15	0,93	1,06	1,03	1,22	1,12	1,07	1,11	0,10
4k	1,04	1,10	1,06	1,07	0,93	1,05	0,93	1,09	1,16	1,05	0,07
TR [500, 1k Hz] (s)	**1,18**	**1,25**	**1,15**	**1,12**	**1,23**	**1,10**	**1,18**	**1,18**	**1,11**	**1,17**	0,05

Quadro 2 – Cálculo de TR (sala 50% e 100% ocupada) para bandas de 1/1 oitava de 250 a 4k Hz do TNSJ.

Frequência (Hz)	**0% Ocupação**			**Previsto 50% Ocupação**			**Previsto 100% Ocupação**		
	TR (s)	A sala (m²)	TR [500, 1k Hz] (s)	TR (s)	A sala (m²)	TR [500, 1k Hz] (s)	TR (s)	A sala (m²)	TR [500, 1k Hz] (s)
250	1,20	607		1,16	627		1,13	647	
500	1,11	656		1,08	678		1,04	699	
1k	1,22	599	**1,17**	1,17	622	**1,12**	1,13	646	**1,09**
2k	1,11	654		1,06	687		1,01	719	
4k	1,05	696		0,99	739		0,93	783	

Em relação ao STI (*Speech Transmission Index*) (quadro 3) os melhores valores médios estão na plateia (de 0,56 a 0,66) enquanto os valores menos favoráveis estão nos camarotes, no balcão e na tribuna (de 0,52 a 0,54). A média global do *STI* é de 0,55, caracterizando-se como *suficiente* representando um resultado satisfatório para o TNSJ, uma vez e uma de suas funções é o espetáculo teatral.
Em relação ao C_{80} (quadro 4) o valor médio nas frequências médias do TNSJ é de 5,1 dB, sendo o maior valor registrado no ponto P1 de 7,1 dB, localizado na plateia, e o menor na zona do camarote (P9) de 4,1 dB. Conclui-se que o TNSJ de uma forma geral, possui uma energia alta nos primeiros 80 ms sobrepondo-se à cauda reverberante.

Quadro 3 – Valores do parâmetro *STI* para os pontos P1 a P9 medidos do TNSJ; média e desvio padrão.

Ponto (Posição)	***STI* masculino**	***STI* feminino**	***STI* médio**	**Inteligibilidade da Palavra [16]**	***STI* médio global**
P1 (Plateia)	0,64	0,68	**0,66**	***Boa* (0,60-0,75)**	**0,55**
P2 (Plateia)	0,56	0,59	**0,58**	***Suficiente* (0,45-0,60)**	
P3 (Plateia)	0,55	0,56	**0,56**		
P4 (Tribuna)	0,51	0,53	**0,52**		
P5 (Tribuna)	0,53	0,55	**0,54**		
P6 (Balcão 1º nível)	0,51	0,53	**0,52**		
P7 (Camarote 1º nível)	0,52	0,54	**0,53**		
P8 (Camarote 1º nível)	0,52	0,54	**0,53**		
P9 (Camarote 1º nível)	0,51	0,53	**0,52**		
Desvio Padrão	0,04	0,05	0,04	-	-

Quadro 4 – Valores da *Claridade* C_{80} para os pontos P1 a P9 medidos do TNSJ; média e desvio padrão.

Ponto (Posição)	**Frequência (Hz)**							**C_{80} [500, 1k Hz] (dB)**
	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
P1 (Plateia)	4,4	5,9	7,5	6,8	8,3	10,2	15,1	**7,1**
P2 (Plateia)	0,8	3,9	6,4	4,1	5,9	7,7	11,4	**5,3**
P3 (Plateia)	3,6	4,9	4,8	5,5	6,4	6,5	8,9	**5,1**
P4 (Tribuna)	0,7	4,1	3,4	4,6	7,0	8,3	11,7	**4,0**
P5 (Tribuna)	10,2	8,2	5,4	6,2	5,6	7,7	10,5	**5,8**
P6 (Balcão 1º nível)	1,5	3,1	4,6	5,3	6,4	6,1	9,0	**4,9**
P7 (Camarote 1º nível)	13,1	5,5	4,4	5,2	5,7	7,6	10,5	**4,8**
P8 (Camarote 1º nível)	2,8	2,8	3,9	5,1	5,5	7,4	10,8	**4,5**
P9 (Camarote 1º nível)	0,8	3,9	3,9	4,4	5,2	6,4	6,4	**4,1**
Média P1 a P9	4,2	4,7	4,9	5,2	6,2	7,5	10,5	**5,1**
Desvio Padrão	4,2	1,6	1,3	0,8	0,9	1,2	2,3	1,0

Quadro 5 – Valores da Definição D_{50} para os pontos P1 a P9 medidos do TNSJ; média e desvio padrão.

Ponto (Posição)	**Frequência (Hz)**							**D_{50} [500, 1k Hz]**	***Definição* do discurso [48]**
	125	250	500	1k	2k	4k	8k		
P1 (Plateia)	0,35	0,64	0,61	0,71	0,80	0,87	0,95	**0,66**	**Suficiente (0,39 a 0,67)**
P2 (Plateia)	0,39	0,58	0,74	0,59	0,70	0,77	0,86	**0,67**	
P3 (Plateia)	0,59	0,62	0,67	0,71	0,74	0,72	0,80	**0,69**	
P4 (Tribuna)	0,50	0,65	0,40	0,52	0,66	0,74	0,81	**0,46**	
P5 (Tribuna)	0,62	0,70	0,58	0,59	0,66	0,77	0,85	**0,59**	
P6 (Balcão 1º nível)	0,46	0,51	0,55	0,64	0,74	0,71	0,83	**0,60**	
P7 (Camarote 1º nível)	0,68	0,62	0,63	0,61	0,68	0,78	0,87	**0,62**	
P8 (Camarote 1º nível)	0,63	0,44	0,56	0,61	0,66	0,73	0,83	**0,59**	
P9 (Camarote 1º nível)	0,39	0,63	0,60	0,63	0,66	0,71	0,71	**0,62**	
Média P1 a P9	0,51	0,60	0,59	0,62	0,70	0,76	0,83	**0,61**	
Desvio Padrão	0,11	0,07	0,09	0,06	0,05	0,05	0,06	0,07	

Em relação ao D_{50} (quadro 5), os valores médios revelam que a *Definição* no TNSJ, de uma forma global, é considerada *suficiente* (0,61) em todos os pontos medidos. Sendo o maior valor de 0,69 na plateia (P3) e o menor valor de 0,46 na tribuna (P4). Conclui-se que a energia proveniente das primeiras reflexões é considerada média em comparação com a energia total recebida, o que torna o TNSJ um local com uma percepção da palavra considerada *suficiente*.
Em relação ao Tempo Central (*ts*) (quadro 6) o valor médio nas frequências médias é de 60 ms, sendo o maior valor registrado no ponto P4 (73 ms) localizado na tribuna, e o menor na plateia (P1) de 48 ms. Conclui-se que o TNSJ mostra ser um ambiente ideal para palavra pois possui um som mais claro e pouco reverberante.

Quadro 6 – Valores do Tempo central (ts) para os pontos (P1 a P9) medidos do TNSJ, média e desvio padrão.

Ponto (Posição)	**Frequência (Hz)**							***ts* [500, 1k Hz] (ms)**
	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
P1 (Plateia)	108	56	50	46	31	20	10	**48**
P2 (Plateia)	120	70	47	65	49	36	19	**56**
P3 (Plateia)	78	76	57	53	48	45	29	**55**
P4 (Tribuna)	105	81	79	68	54	41	26	**73**
P5 (Tribuna)	46	49	66	57	53	38	24	**62**
P6 (Balcão 1º nível)	74	82	67	60	47	48	29	**64**
P7 (Camarote 1º nível)	53	60	63	60	51	37	22	**61**
P8 (Camarote 1º nível)	82	79	66	60	52	39	23	**63**
P9 (Camarote 1º nível)	92	69	66	58	50	39	31	**62**
Média	84	69	62	59	48	38	24	**60**
Desvio Padrão	23	11	9	6	6	7	6	7

4. Comparação com outras salas

Foi feita uma comparação entre o TNSJ e cinco salas internacionais todas do tipo *ferradura*. No quadro 7 estão os Volumes, Número de assentos e valores de TR médio (500 e 1k Hz) com as salas desocupadas e ocupadas. De acordo com a fórmula de Sabine, existe uma relação entre o TR e o Volume, em que se espera uma linha de tendência próxima de uma tendência crescente com um elevado coeficiente de correlação (R^2). A figura 5 apresenta comparação dos valores de TR médios desocupado em função do volume, acompanhadas por uma linha de regressão exponencial (o tipo que obteve o melhor valor de R^2). O valor de R^2 obtido foi de 0,39 para TR desocupado, representando pouca propensão (de 39%) para essa equação justificar com rigor o efeito do volume nos valores de TR.

Quadro 7 – TR médio [500, 1.000 Hz], ocupado e desocupado, de salas internacionais tipo *ferradura* e TNSJ, com volume e número de assentos (adaptado de [1]) *valor previsto.

Salas de Ópera	**Nº de lugares**	**Volume (m^3)**	**TR desocupado [500, 1k Hz] (s)**	**TR ocupado [500, 1k Hz] (s)**	**ΔTR (s)**
Royal Opera House, Londres	2.120	12.250	1,21	1,10	0,11
Teatro Alla Scala, Milão	2.289	11.252	1,36	1,20	0,16
Opera Garnier, Paris	2.131	10.000	1,22	1,15	0,07
Academy of Music, Filadélfia	2.827	15.100	1,55	1,40	0,15
Staatsoper, Viena	1.709	10.665	1,55	1,30	0,25
Teatro São João, Porto	**614**	**4.560**	**1,17**	**1,09***	**0,08**

A figura 6, é uma comparação dessas salas com os valores de TR médios desocupado em função do número de assentos com uma curva de regressão. Ao contrário do que acontecia com o volume e o TR é esperado que um maior número de lugares equivalha a uma maior absorção e consequentemente a um menor TR, ou seja, uma linha de tendência próxima de uma tendência decrescente com alto valor de R^2. Os valores de R^2 obtidos foram de 0,26, o que também sugere uma relação muito fraca entre o número de lugares e o TR.

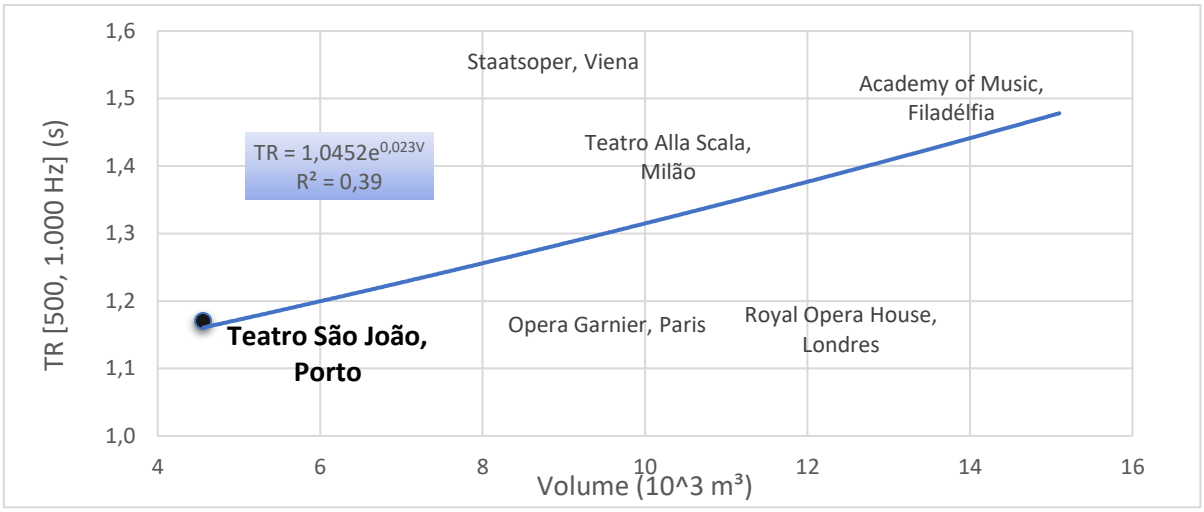


Figura 5– TR [500, 1k Hz] desocupado em função do volume das cinco salas internacionais tipo *ferradura* e do TNSJ com linha de tendência.

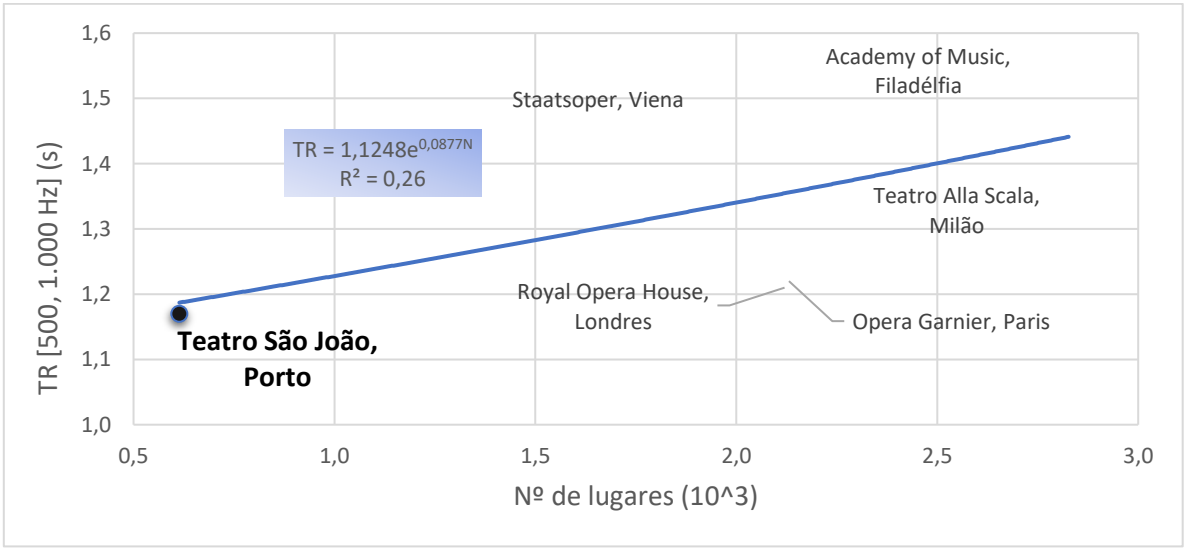


Figura 6 – TR [500, 1k Hz] desocupado em função do número de lugares das cinco salas internacionais e do TNSJ com linha de tendência.

Em relação ao C_{80} no quadro 8 são apresentadas as cinco salas internacionais tipo *ferradura* e o TNSJ, exibindo seus respectivos volumes, números de assentos e os valores da *Claridade* média para as frequências de 500 e 1k Hz. A figura 7 apresenta uma comparação de C_{80} [média 500, 1k Hz], em função do Volume, acompanhadas por uma linha de regressão com um R^2 de 0,51, que comparativamente com os outros coeficientes anteriormente obtidos, tem uma maior fiabilidade. Portanto, à medida que o volume aumenta, a *Claridade* diminui, tendo assim uma relação inversamente proporcional com uma dependência de aproximadamente 51%. Na figura 8 é apresentada uma comparação do C_{80} [média 500,

1k Hz], em função do número de assentos, acompanhadas por uma linha de regressão com uma correlação de 0,44. De forma semelhante que ocorre com o volume, à medida que o número de assentos aumenta, a *Claridade* diminui, uma relação inversamente proporcional com uma dependência de 44%.

Quadro 8 – Valores de C_{80} [média 500, 1.000 Hz] de cinco salas internacionais e do Teatro São João com o respectivo volume e número de assentos (adaptado de [1]).

Salas de Ópera	Nº de lugares	Volume (m³)	C_{80} [500, 1k Hz] (dB)
Royal Opera House, Londres	2.120	12.250	4,75
Teatro Alla Scala, Milão	2.289	11.252	2,90
Opera Garnier, Paris	2.131	10.000	4,35
Academy of Music, Filadélfia	2.827	15.100	1,65
Staatsoper, Viena	1.709	10.665	2,65
Teatro São João, Porto	**614**	**4.560**	**5,10**

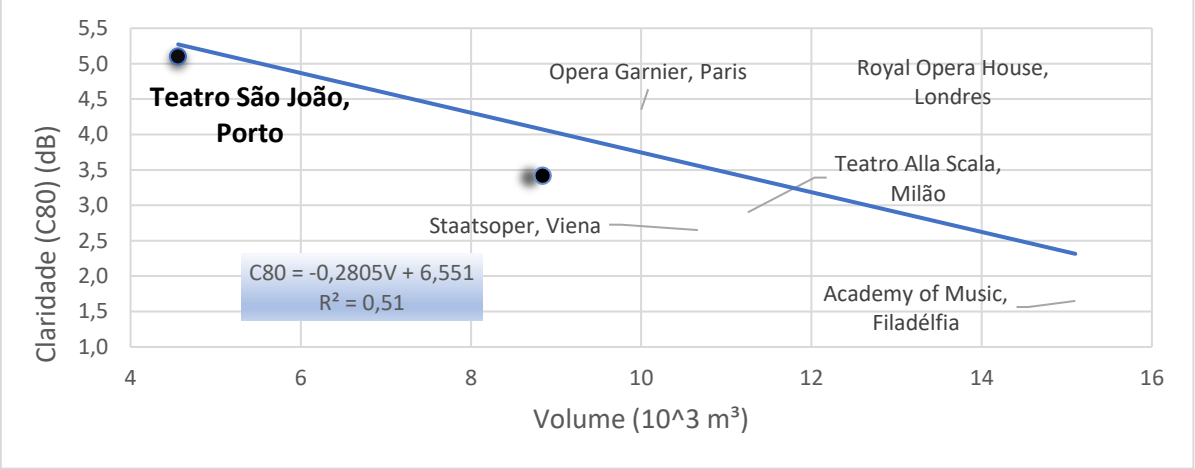


Figura 7 – C_{80} [média 500, 1k Hz] em função do volume com linha de tendência das salas internacionais e TNSJ.

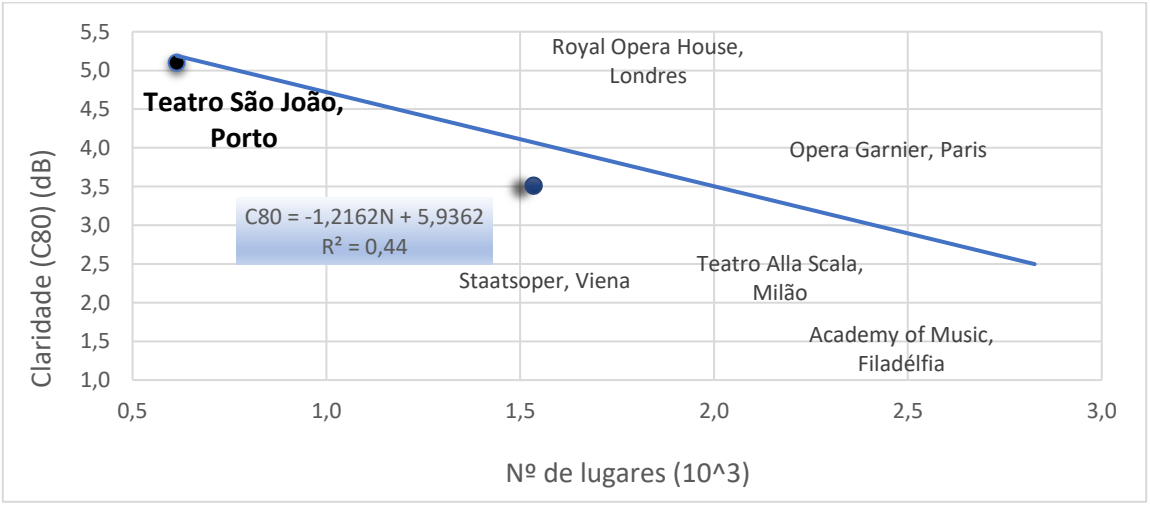


Figura 8 – C_{80} [média 500, 1k Hz]) em função do número de lugares com linha de tendência das cinco salas internacionais e do Teatro São João.

Foi também feita a análise dos resultados no TNSJ com outra sala nacional de formato ferradura, o Teatro Sá de Miranda em Viana do Castelo (TSM). O quadro 9 exibe os valores do tempo de reverberação (TR) em bandas de 1/1 oitava de 125 a 4k Hz para o TNSJ e TSM. Segundo a fórmula de Sabine, espera-se que quanto maior o volume, maior seja o TR. No entanto, mesmo o TNSJ possuindo uma volumetria maior, observa-se um TR inferior, de 1,17 s, sugerindo uma capacidade de absorção sonora das componentes significativamente maior em comparação com o TSM.O quadro 10 apresenta os valores do C_{80}[média 500, 1k Hz], em bandas de 1/1 oitava de 125 a 8k Hz para o TNSJ e para o TSM. Nota-se que o TNSJ obteve um valor de 5,1, superior ao TSM de 4,3 dB. Conclui-se que o TSM possui uma energia menor nos primeiros 80 ms do que o TSNJ, levando a ser mais adequado para espectáculos de ópera que o TNSJ.

Quadro 9 –TR (salas desocupadas) em bandas de 1/1 oit. (125-4k Hz) dos TSM e TNSJ e o valor médio [2].

Tempo de Reverberação (s)							**TR [500, 1k Hz] (s)**
Salas	**Frequência (Hz)**						
	125	250	500	1k	2k	4k	
Teatro Sá de Miranda, V. do Castelo	1,51	1,35	1,20	1,21	1,14	0,95	1,21
Teatro Nacional São João, Porto	1,46	1,20	1,11	1,22	1,11	1,05	1,17
ΔTR (TNSJ - TSM)	-0,05	-0,14	-0,09	0,01	-0,03	0,10	-0,04

Quadro 10 – Valores da Claridade (C_{80}) em bandas de 1/1 oit. (125-8k Hz) dos TSM e TNSJ e o valor médio [2].

Claridade C_{80} (dB)								**C_{80} [500, 1k Hz] (dB)**
Salas	**Frequência (Hz)**							
	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
Teatro Sá de Miranda, Viana do Castelo	2,0	3,5	4,1	2,8	4,0	6,5	9,8	3,4
Teatro Nac. São João, Porto	4,2	4,7	4,9	5,2	6,2	7,5	10,5	5,1
ΔC_{80} (TNSJ - TSM)	2,2	1,3	0,9	2,4	2,2	1,0	0,7	1,7

Quadro 11 – Tempo central (ts) em bandas de 1/1 oit. (125 a 8k Hz) dos TSM e TNSJ e valor médio [2].

Tempo Central (ms)								**ts [500, 1k Hz] (ms)**
Salas	**Frequência (Hz)**							
	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
Teatro Sá de Miranda, Viana do Castelo	97	73	70	75	63	43	26	72
Teatro Nacional São João, Porto	84	69	62	59	48	38	24	60
Δts (TNSJ - TSM)	-13	-4	-8	-16	-15	-5	-2	-12

O quadro 11 apresenta os valores do *tempo central* para o TNSJ e para o TSM. Os dois teatros demonstram resultados bastante próximos, com médias de 72 ms para o TSM e 60 ms para o TNSJ. Isso indica que em ambos os casos, a energia sonora se concentra nas primeiras reflexões, resultando em uma qualidade sonora mais clara para a palavra e nem tanto para a qualidade musical.

O quadro 12 apresenta os valores do D_{50} e pode-se notar a proximidade de valores dos teatros em toda a gama de frequência, obtendo um resultado médio de 0,53 para o TSM e 0,61 para o TNSJ, ambos com valores considerados *satisfatórios*. Pode-se concluir que ambos os teatros mostram ter uma definição satisfatória do discurso para a prática de artes teatrais, sendo o TNSJ com melhor desempenho.

O quadro 13 mostra os valores de *STI* médio, máximo e mínimo do TNSJ e do TSM. O TSM apresentou o maior (melhor) *STI* máximo de 0,71 e o menor (pior) *STI* mínimo de 0,46, enquanto que o TSNJ obteve o menor (pior) *STI* máximo e o maior (melhor) *STI* mínimo. Vale ressaltar que ambas as salas possuem um *STI* máximo considerado *bom* e um *STI* mínimo *suficiente*. Em relação a valores médios, o TNSJ apresentou a melhor inteligibilidade da palavra com 0,55 e o TSM com 0,53, uma pequena diferença de

0,02. Conclui-se que ambos os teatros apresentam valores médios considerados *suficientes* para a palavra, sendo mais uma vez positivo para espectáculos teatrais.

Quadro 12 – Valores de D_{50} em bandas de 1/1 oit. (125 a 8k Hz) dos TSM e TNSJ e valor médio [2].

Definição (D_{50})								**D_{50} [500, 1k Hz]**
Salas	**Frequência (Hz)**							
	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
Teatro Sá de Miranda, Viana do Castelo	0,48	0,54	0,56	0,51	0,58	0,70	0,82	0,53
Teatro Nacional São João, Porto	0,51	0,60	0,59	0,62	0,70	0,76	0,83	0,61
ΔD_{50} (TNSJ - TSM)	0,03	0,06	0,03	0,11	0,12	0,06	0,01	0,08

Quadro 13 – Valor do *STI* máximo, mínimo e médio do TSM e do TNSJ [2].

Salas	***STI* máximo**	***STI* mínimo**	**Amplitude**	***STI* médio**
Teatro Sá de Miranda, Viana do Castelo	0,71	0,46	0,25	0,53
Teatro Nacional São João, Porto	0,66	0,52	0,14	0,55
ΔSTI (TNSJ - TSM)	-0,05	0,06	-0,11	0,02

Quadro 14 – Valores do Volume, Número de lugares, Volume por assento e TR médio (500, 1k Hz) das doze salas nacionais incluindo o TNSJ.

Salas		**Volume (m³)**	**Nº de lugares**	**Volume por assento**	**TR [500, 1k Hz] (s)**
Cineteatro de Amarante	[3]	2700	386	7,0	1,20
Cineteatro Eduardo Brazão (Valadares)	[4]	2111	275	7,7	1,00
Grande Aud. Convento S. Francisco (Coimbra)	[5]	12000	1093	11,0	1,50
Casa da Cultura de Ílhavo	[6]	3779	491	7,7	1,00
Auditório FEUP	[7]	3317	500	6,6	1,50
Auditório Municipal de Vila Nova de Gaia	[8]	3219	330	9,8	0,80
Centro de Artes de Águeda	[9]	5066	398	12,7	0,80
Grande Auditório do Altice Fórum Braga	[10]	9150	998	9,2	1,00
Pequeno Auditório do Altice Fórum Braga	[10]	1320	254	5,2	0,50
Teatro Municipal de Ourém	[11]	3915	441	8,9	1,00
Teatro Municipal da Covilhã	[12]	4258	600	7,1	1,40
Teatro Nacional São João		**4560**	**614**	**7,4**	**1,20**
Média		4616	532	8,4	1,08

Outra análise foi feita, agora entre doze salas nacionais de diversos formatos. O quadro 14 mostra o resumo dos valores do volume, número de lugares e TR médio [500, 1k Hz] dessas salas. Numa análise geral, fica evidente que o TNSJ se destaca pelo volume, classificando-se como o quarto maior nesse aspecto. Da mesma forma, em relação ao número de assentos, destaca-se como o terceiro maior. Quanto ao TR médio, encontra-se em quarto lugar, juntamente com o Cineteatro de Amarante, demonstrando uma reverberação um pouco acima da média dessas salas. Como se pode observar na figura 9, o TR médio em função do volume gera uma linha de tendência com R^2 de 0,26. Como visto anteriormente, a fórmula de Sabine indica que essas duas variáveis são directamente proporcionais, mas com se sabe, a fórmula também inclui a absorção sonora, a qual é inversamente proporcional ao TR, além disso, também não faz intervir a geometria da sala (por exemplo as reflexões). Isto faz com que a correlação directamente proporcional do TR e Volume não apresente um R^2 tão alto. Ou seja, as salas com maiores Volumes e baixos TR, indicam altos valores de absorção sonora (ou um bom tratamento acústico), como

por exemplo, o Grande Auditório do Altice Fórum Braga, com um grande volume de 9150 m³ apresenta um TR baixo de 1,0 s. No gráfico, as salas mais afastadas da linha de tendência representam maiores valores de absorção sonora (possivelmente a existência de um tratamento acústico) enquanto que as mais próximas, uma menor absorção.
Na figura 10, o TR médio está em função do número de lugares, em que apresenta uma tendência com um R^2 de 0,40. Este gráfico segue o mesmo raciocínio que o anterior, quanto mais lugares, maior é o volume do espaço e consequentemente uma linha de tendência crescente, em que o número de lugares cresce com o TR médio, porém com uma dependência fraca entre essas duas variáveis.

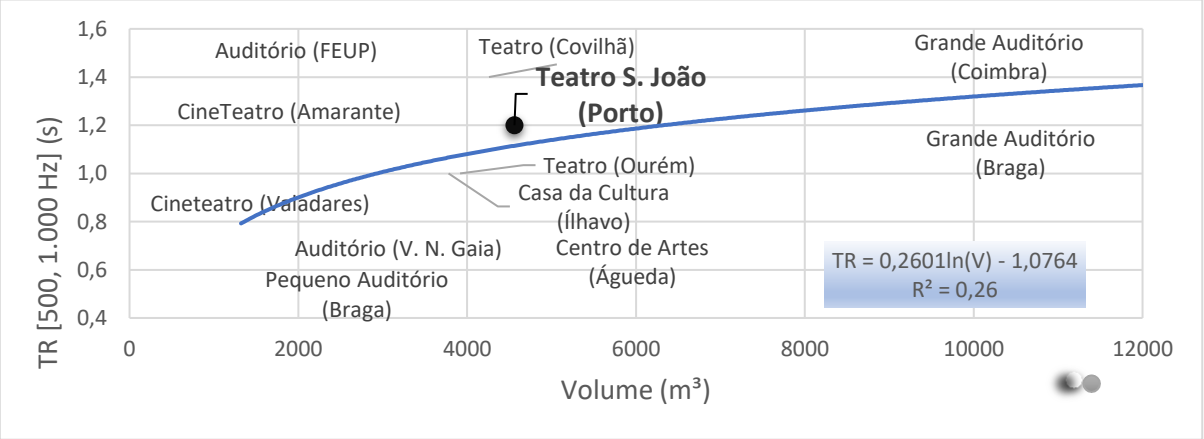


Figura 9 – TR [500, 1k Hz] em função do Volume das onze salas nacionais e do TNSJ com linha de tendência.

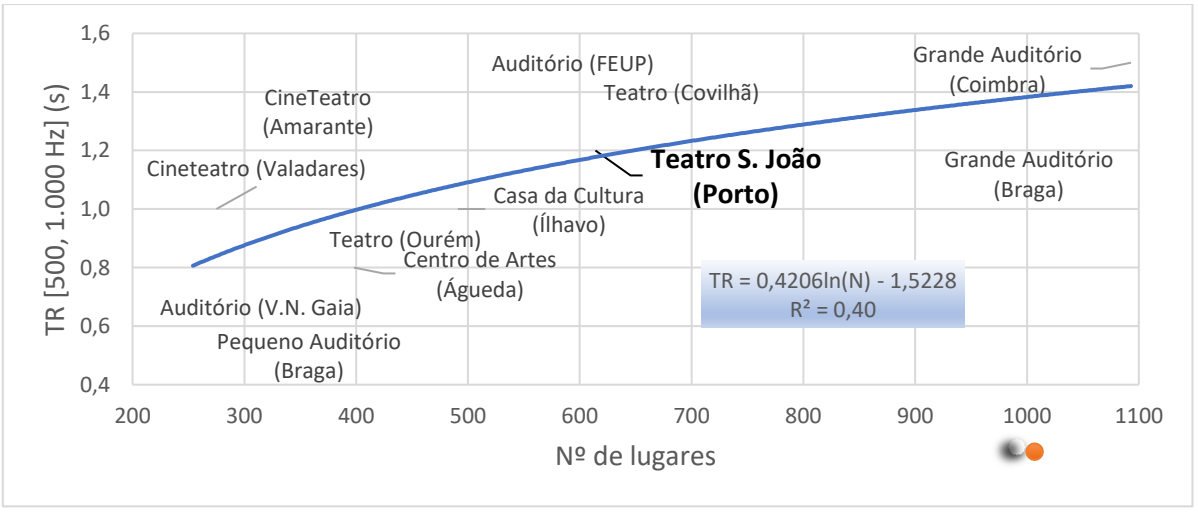


Figura 10 – TR [500, 1k Hz] em função do Número de lugares das salas nacionais com linha de tendência.

O quadro 15 mostra os resultados do *Speech Transmission Index* (STI) (ou *raSTI*) médios e o nível sonoro equivalente do ruído de fundo (*LAeq*) das doze salas. O TNSJ apresentou o desempenho mais fraco indicando uma menor clareza na inteligibilidade da palavra e regista-se um nível de pressão sonora do ruído de fundo relativamente alto, superado apenas pelo Cineteatro E. Brazão. A figura 11 apresenta uma comparação desses valores médios em função do TR médio e uma linha de tendência com um R^2 de 0,67, um valor alto comparado com as restantes analisados. Isso sugere que, à medida que o TR médio aumenta, o *raSTI/STI* diminui, demonstrando uma relação inversamente proporcional com uma dependência de 67%. Essa correlação é coerente, uma vez que o aumento do TR no ambiente faz com que a cauda reverberante se sobreponha às primeiras reflexões, tornado o ambiente mais reverberante e a compreensão da palavra mais desafiadora.

Quadro 15 –Volume, Número de lugares, *raSTI/STI* médio e Nível sonoro equivalente do ruído de fundo (*LAeq*) sem AVAC de salas nacionais incl. TNSJ.

Salas		Volume (m^3)	Nº de lugares	*raSTI/STI* médio	$L_{A_{eq}}$ (sem AVAC) (dB)
Cineteatro de Amarante	[3]	2700	386	0,62	23
Cineteatro Eduardo Brazão (Valadares)	[4]	2111	275	0,60	32
Grande Aud. Convento S. Francisco (Coimbra)	[5]	12000	1093	0,61	27
Casa da Cultura de Ílhavo	[6]	3779	491	0,68	25
Auditório FEUP	[7]	3317	500	0,61	27
Auditório Municipal de Vila Nova de Gaia	[8]	3219	330	0,68	24
Centro de Artes de Águeda	[9]	5066	398	0,67	26
Grande Auditório do Altice Fórum Braga	[10]	9150	998	0,67	24
Pequeno Auditório do Altice Fórum Braga	[11]	1320	254	0,80	24
Teatro Municipal de Ourém	[12]	3915	441	0,69	24
Teatro Municipal da Covilhã	[13]	4258	600	0,64	23
Teatro Nacional São João		**4560**	**614**	**0,55**	**31**

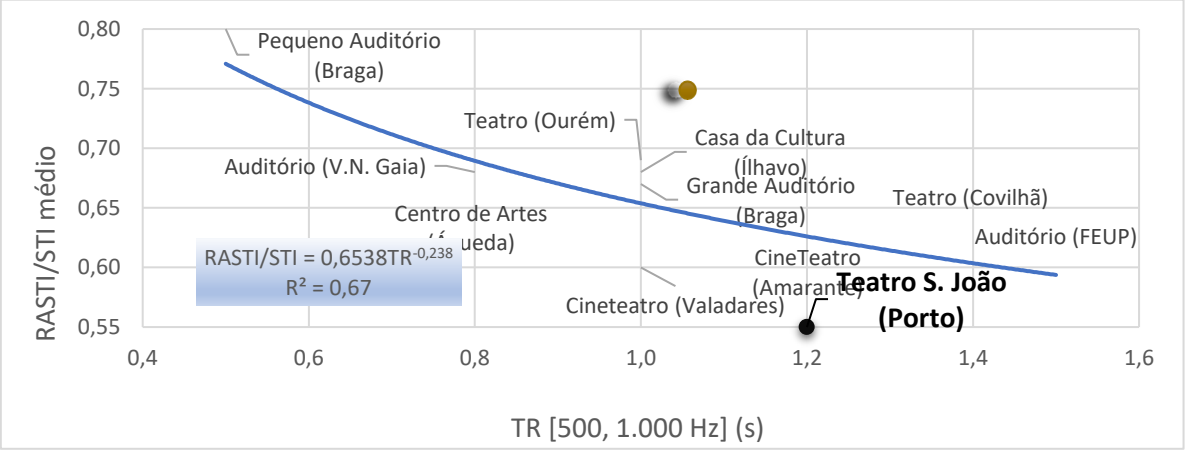


Figura 11 – r*aSTI/STI* médio em função de TR médio [500, 1k Hz] das salas nacionais com linha de tendência.

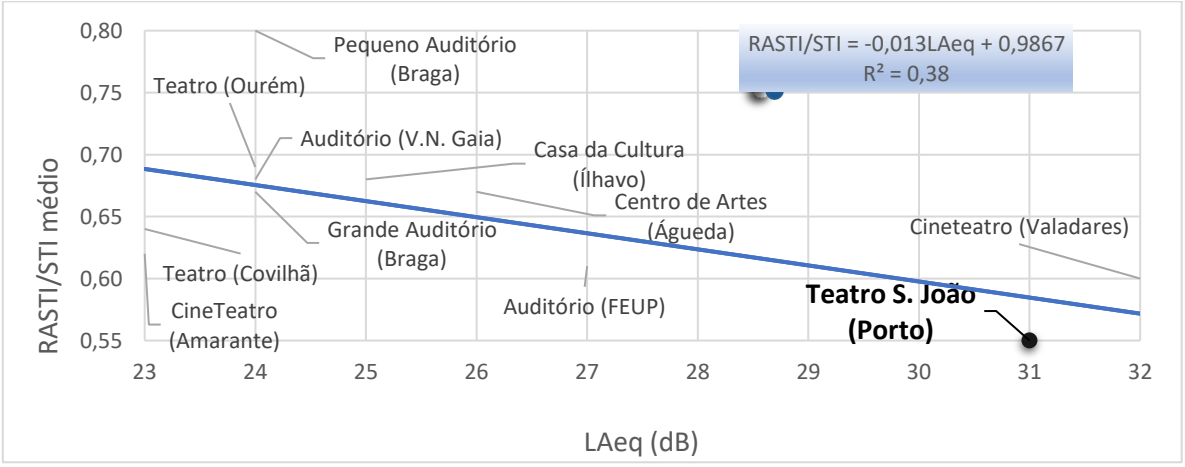


Figura 12 – *raSTI/STI* médios em função do *LAeq* (ruído de fundo) das salas nacionais com linha de tendência.

A figura 12 representa a comparação dos valores de *raSTI/STI* médio em função do *LAeq* com uma linha de tendência para doze salas nacionais. O mesmo raciocínio se aplica ao ruído de fundo. É razoável

esperar que o gráfico do *raSTI/STI* médio em função do *LAeq* seja inversamente proporcional. De facto, isso ocorre, mas com uma correlação consideravelmente mais fraca, apresentando um R^2 de 0,38. Para uma análise mais completa, era interessante realizar a mesma comparação com o sistema AVAC em funcionamento.

5. Conclusão

Conclui-se que para os parâmetros que avaliam a qualidade da palavra (*STI*), o TNSJ demonstrou ser *suficiente* para a inteligibilidade da palavra, com um valor médio de 0,55 (máximo de 0,66 e mínimo de 0,52). Da mesma forma para o D_{50} [média 500, 1k Hz], o teatro alcançou um valor de 0,61, também considerado *suficiente* para a definição do discurso. No entanto, no que diz respeito ao C_{80} [média 500, 1k Hz], o TNSJ obteve um resultado de 5,1 dB, o que não atende, por pouco, aos limites recomendados para ópera (1 a 4 dB) e teatro (>6 dB). Por fim, o *tempo central* médio (*ts* [500, 1k Hz]), revelou-se adequado para a função teatral, com um valor de 60 ms (<80 ms) mas não totalmente adequado para ópera (>80 ms).
Na análise comparativa com as salas internacionais de formato *ferradura*, o TNSJ apresentou o menor TR. É relevante notar que seu volume é inferior à metade em comparação com as demais salas, pelo que seria de esperar um TR inferior. Além disso, registou o pior valor de C_{80} para salas de ópera. Por outro lado, na comparação com a sala nacional do tipo *ferradura*, Teatro Sá de Miranda (Viana do Castelo), o TNSJ revelou ter maior valor de C_{80}, *tempo central*, D_{50} e *STI*, apesar de apresentar o menor TR. Em suma, ambos os teatros se mostraram mais adequados para funções teatrais (palavra) do que para música em geral.
Na análise com onze salas nacionais com diferentes formatos, o TNSJ apresentou um dos maiores volumes, TR médios e níveis sonoros equivalentes do ruído de fundo (*LAeq*), e constatou o pior (menor) valor do *STI* médio.

Referências

[1] Beranek, L., *Concert and Opera Halls - How they Sound*. Acoustical Society of America, 1996.

[2] Forte, A., *Caracterização acústica do Teatro Sá de Miranda (V. Castelo)*. Tese MEC, FEUP, 2024.

[3] Prada, P., *Caracterização acústica do Renovado Cineteatro de Amarante*. Tese MEC, FEUP, 2023.

[4] Silva, D., *Caracterização acústica do CineTeatro Eduardo Brazão*. Tese de MEC, FEUP, 2023.

[5] Miranda, T., *Caracterização Acústica do Grande Auditório do Convento de S. Francisco (Coimbra)*. Tese MEC, FEUP, 2023.

[6] Ribas, M., *Caraterização acústica da Casa da Cultura de Ílhavo.* Tese de MEC, FEUP, 2023.

[7] Barbosa, S., *Caracterização Acústica de Grandes Auditórios. O caso do auditório da FEUP*. Tese MEIC, FEUP, 2012.

[8] Hirayama, A., *Caracterização acústica do Auditório Munic. de VNGaia*. Tese MEC, FEUP, 2023.

[9] Abelha, H., *Caracterização Acústica do Centro de Artes de Águeda*. Tese de MEA, FEUP, 2022.

[10] Rocha, G., *Caraterização acústica do centro de congressos do Altice Fórum Braga*. Tese MEC, FEUP, 2022.

[11] Vieira, F., *Caracterização acústica do Teatro Municipal de Ourém*. Tese MEC, FEUP, 2023.

[12] Tavares, P., *Caracterização acústica do Teatro Municipal da Covilhã*. Tese MEC, FEUP, 2023.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MODELO VIRTUAL PARA EL ESTUDIO ACÚSTICO DEL TEATRO DE LA ZARZUELA DE MADRID

Gómez Alfageme, J.J.[1], Perruca Santos, A.[1], Blanco Martín, E.[1]
[1] GAMMA Universidad Politécnica de Madrid
{juanjose.gomez.alfageme@upm.es}; {alfono.perruca@alumnos.upm.es}; {elena.blanco@upm.es}

Resumen
Esta ponencia aborda el diseño de un modelo virtual del Teatro de la Zarzuela de Madrid que permita, tras su validación, tener una herramienta versátil para la toma de decisiones a priori a partir de un modelo geométrico sencillo. Este modelo ha de ser semejante tanto arquitectónicamente como acústicamente al teatro real, pero debe contener una serie de simplificaciones arquitectónicas que no alteren la acústica del recinto y que permitan trabajar de forma eficiente al software de simulación acústica que se va a emplear. Para el diseño del modelo arquitectónico simplificado se van a utilizar la información de planos 2D en AutoCAD y el software de representación 3D SketchUp. El software de simulación acústica donde se diseñará el modelo geométrico será EASE.
Para poder validar el modelo geométrico en EASE se toman como referencia las medidas realizadas in situ en el teatro de acuerdo a la Norma UNE-EN ISO 3382-1:2010, que determina los parámetros acústicos que se van a obtener a partir de las respuestas al impulso medidas en la sala. Durante el proceso de validación del modelo geométrico se va a emplear una métrica diseñada a partir del concepto JND (*Just Noticeable Difference*).
Otro objetivo de esta ponencia incrementar la información de una base de datos en la que se incluyen datos medidos y simulados de múltiples recintos de diferente tipo medidos por parte del grupo de investigación GAMMA-UPM. Estos estudios pueden tener un gran valor en el ámbito de innovación e investigación para el futuro.

Palabras clave: modelo virtual, modelo geométrico, validación, métrica JND

Abstract
This paper addresses the design of a virtual model of the Teatro de la Zarzuela in Madrid that allows, after its validation, to have a versatile tool for a priori decision-making based on a simple geometric model. This model must be similar both architecturally and acoustically to the real theatre, but it must contain a series of architectural simplifications that do not alter the acoustics of the venue and that allow the acoustic simulation software to be used to work efficiently. For the design of the simplified architectural model, the information from 2D plans in AutoCAD and the 3D representation software SketchUp will be used. The acoustic simulation software where the geometric model will be designed will be EASE.
In order to validate the geometric model in EASE, the measurements made in situ in the theatre are taken as a reference in accordance with the UNE-EN ISO 3382-1:2010 Standard, which determines the acoustic parameters that will be obtained from the impulse responses measure in the hall. During the validation process of the geometric model, a metric designed from the JND (Just Noticeable Difference) concept will be used.
Another objective of this presentation is to increase the information of a database in which measured and simulated data from multiple enclosures of different types measured by the GAMMA-UPM research group are included. These studies can be of great value in the field of innovation and research for the future.

Keywords: virtual model, geometric model, validation, JND metric.

PACS nº. 43.55.Gx, 43.55.Ka, 43.55.Mc

1 Introducción

La acústica arquitectónica es una rama de la física aplicada a la arquitectura que estudia el control acústico de recintos o salas, para lograr un aislamiento adecuado entre espacios, o para mejorar el acondicionamiento acústico en el interior de estos [1], que se basa en los principios de la propagación del sonido. La investigación en este campo y sus aplicaciones están en continuo desarrollo.

El propósito de esta ponencia es el diseño y la validación de un modelo geométrico para el estudio acústico del Teatro de la Zarzuela de Madrid. Este estudio acústico permite explicar los fenómenos sonoros que ocurren en su interior y mejorar la acústica mediante la simulación de posibles situaciones reales. Simulaciones que es posible realizar mediante la selección e incorporación al modelo de materiales absorbentes y reflectores acústicos para conseguir la mejor calidad del sonido controlando la reverberación en el interior del recinto.

Esta ponencia recoge todo el proceso de creación y validación del modelo, dividido en tres fases principales:

1. Mediciones in situ en el teatro con el software DIRAC, siguiendo la Norma UNE-EN ISO 3382 – Parte 1: Salas de espectáculos, generando la señal emitida, midiendo la respuesta a impulso y extrayendo los parámetros acústicos mas representativos. Los valores e los parámetros obtenidos se procesan en Excel para trabajar con el método de precisión establecido en la norma. Se diseña uan métrica JND (*Just Noticeable Difference*) como herramienta común para la interpretación de los diferentes parámetros obtenidos.
2. Creación del modelo arquitectónico simplificado 3D con el software SketchUp, para representar con precisión el recinto de estudio. Se parte de los planos constructivos 2D de AutoCAD y de toma de medidas estructurales en el recinto.
3. Importación del modelo al software de simulación acústica EASE, para crear el modelo geométrico y realizar las simulaciones de las que extrae la información necesaria para la posterior validación de este poe comparación entre datos simulados y datos medidos in situ. Para la validación se utilizan las aproximaciones de acústica estadística y geométrica. Finalmente, los valores simulados y medidos se comparan mediante la mencionada métrica JND.

Durante el desarrollo de la ponencia se deben tener en cuenta algunas restriccciones que se han llevado a cabo durante todo el proceso:

- Simplificaciones en el modelo 3D: El modelo geométrico en 3D contiene simplificaciones específicas para cumplir con los criterios acústicos y minimizar el número de caras del modelo, lo que ha facilitado su procesamiento en el software de simulación.
- Rango de frecuencia del software de simulación: El software de simulación acústica solo permite trabajar con bandas de frecuencia entre 100 Hz y 10 kHz. Esto significa que la información de los parámetros acústicos fuera de este rango no está disponible.
- Adaptación de la norma a la geometría del teatro: Ha sido necesario adaptar los requisitos de la norma UNE-EN ISO 3382 a la geometría y disposición específica del teatro en el momento de la toma de medidas in situ, para garantizar la coherencia y relevancia de los resultados.
- Validación del modelo con respecto a medidas in situ: La validación del modelo se ha realizado comparando sus resultados con los valores promedio de los parámetros acústicos medidos in situ en el teatroo, lo que ha asegurado su fiabilidad y precisión en la simulación acústica del recinto.

2 Contexto histórico

En este apartado se va a exponer de forma breve la historia, arquitectura y diversas características del teatro de La Zarzuela situado en Madrid, sobre el que se realiza el estudio acústico. Este teatro se denrro del tipo de teatro con “configuración a la italiana”, en el cual, las principales obras que se representan

son zarzuelas, un género de teatro lírico propio de España y especialmente de Madrid. Para entender el papel que juega la acústica en las salas de espectáculos de este tipo, se debe conocer la historia y características de los teatros con "configuración a la italiana" y el porqué de su diseño. Además, también es de importancia el conocimiento de la historia del teatro de La Zarzuela para poder entender su función y su comportamiento acústico.

En este tipo de recintos, la escena está elevada con respecto la zona en la que se sitúa el público. Estos espacios están separados por una embocadura llamada arco de proscenio, en la cual existen una serie de palcos, y un espacio con forma de herradura, ocupado por los espectadores, que se distribuyen en un patio de butacas llamado platea y uno o varios anfiteatros, además de los palcos a distintos niveles e inclinaciones. Algunos de estos teatros también presentan un foso para ubicar a la orquesta, como es el caso del Teatro de la Zarzuela. Al centrar el foco en la acústica del teatro, existen una serie de características propias de los teatros a la italiana, las cuales se comentan seguidamente.

- Estos teatros presentan un nivel de percepción sonora muy adecuado para el tipo de actuaciones que se llevan a cabo, tomando los mayores valores en puntos cercanos a la escena y en los laterales del tercio posterior de la sala, ya que, debido a la arquitectura de la sala, se concentra un gran número de reflexiones de primer y segundo orden. En zonas de palcos, al ser superficies más cerradas, la fuerza acústica disminuye por las pocas reflexiones que entran en su interior.
- El tiempo de reverberación que suelen presentar está entre los valores de 1 y 2 segundos, siendo lo habitual tomar valores cercanos a 1,5 segundos con la sala vacía. La presencia de ecos es inexistente, incluso en las zonas de la platea más expuestas.
- La claridad musical (C80) presenta sus valores más apropiados en el tercio posterior de la platea y en plantas superiores debido a las reflexiones provenientes del techo.
- El campo homogéneo se alcanza antes de los 200 ms, pese a que la sensación de espacialidad varía según las zonas del teatro. La geometría en herradura de la sala, potencia la sensación de espacialidad, ya que se concentran más reflexiones de orden temprano en el tercio posterior del recinto.
- Los parámetros de inteligibilidad como el D50 o el STI no son excelentes. Alcanzan sus valores máximos, como en los casos anteriores, en el tercio posterior del recinto. En zonas de palcos, debido a su mayor carácter absorbente y la elevada difusión de la sala, que impiden la aparición de reflexiones especulares fuertes, registra valores altos de inteligibilidad.

El teatro de La Zarzuela se trata del primer y único recinto de España en el cual se representan la obra de género lírico español. Se encuentra en el centro de Madrid y ha sido declarado en 1994 como Bien de Interés General en categoría de Monumento Su construcción data de 1856 por los arquitectos Jerónimo de la Gándara y José Manuel Guallart. La última reforma fue llevada a cabo por el arquitecto Felipe Delgado en 1998. Desde su inauguración, ha sido el máximo exponente de la representación del género de la zarzuela, alojando estrenos de sus más importantes obras. Tras un incendio sufrido en 1909 y el declive del género tras la Guerra Civil, el teatro fue adquirido por la Sociedad General de Autores y Editores y, finalmente, por el Ministerio de Cultura del Gobierno de España.

El teatro de la zarzuela cuenta con un aforo de 1242 personas, distribuidas en un patio de butacas (510 en platea y 190 en palcos) y tres plantas con butacas (292) y zonas de palcos (250). A continuación, se comentan los aspectos arquitectónicos de este teatro: el escenario es una gran caja de unas 9 plantas de altura, con unas dimensiones de ancho de 11.95m en boca y 22.50m en fondo de escena, de fondo de 14.10m desde la boca, de altura 7.10m de boca y 26.85m de altura máxima y presenta una inclinación de 0%; el foso de orquesta tiene unas dimensiones de 14.50m de ancho, 7.10m de fondo y 2.02m de altura; la sala tiene unas dimensiones de ancho máximo de 21.20m, fondo desxe boca de 22.40m y altura máxima de 14.00m.

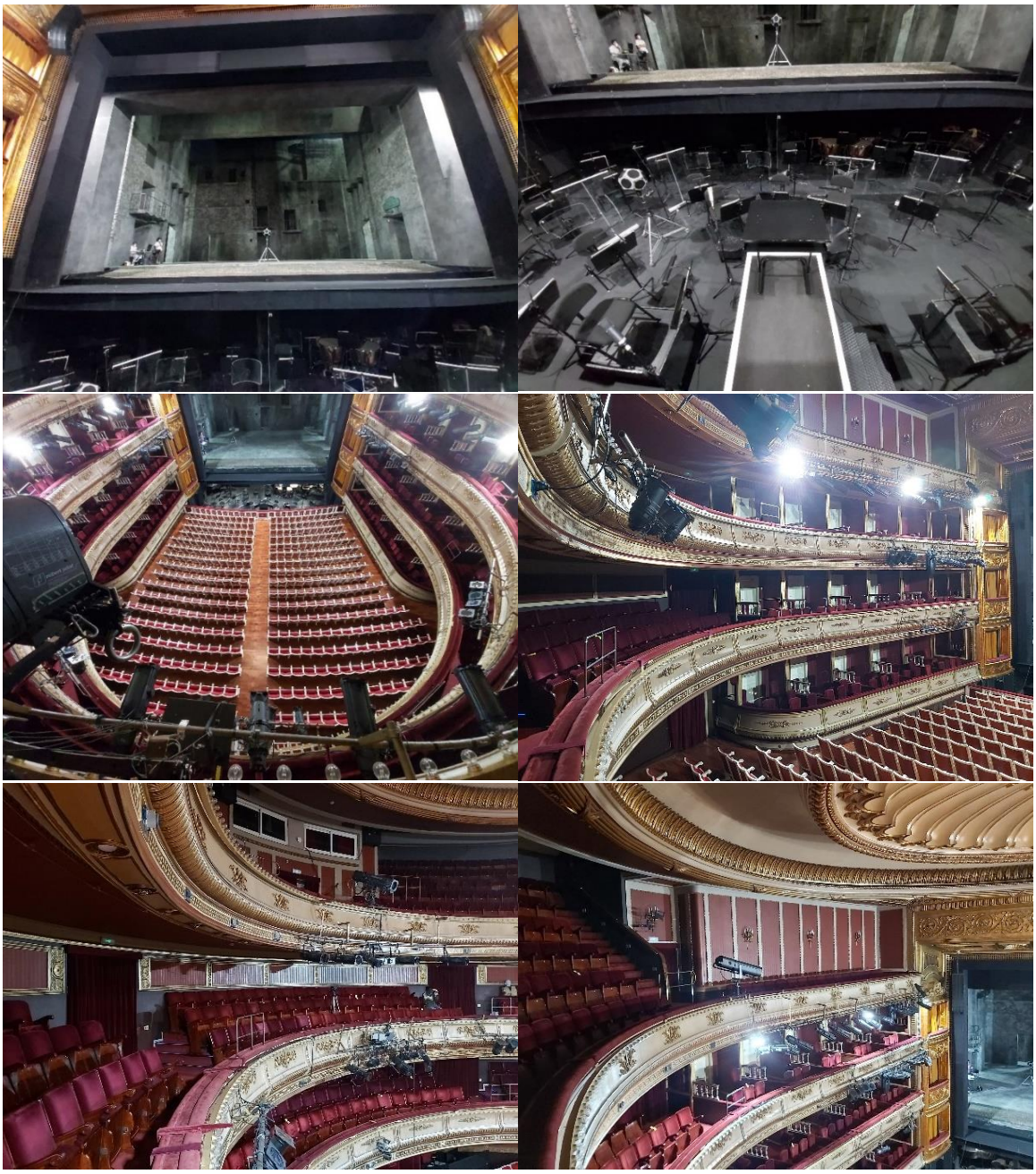


Figura 1 – Diferentes vistas del teatro (de arriba abajo y de derecha a izquierda): Escenario; Foso; Patio de butacas; Primera planta; Segunda Planta; Tercera planta

3 Medidas in situ

Siguiendo las especificaciones de la norma UNE-EN ISO 3382-1, se colocan los micrófonos y las fuentes cubriendo toda la superficie del teatro. La nomenclatura utilizada para cada micrófono y fuente según su posición se comenta a continuación: micrófonos del eje MEnn, colocados a lo largo del eje todas las plantas; micrófonos normales, colocados en el lado derecho del teatro al asumir simetría arquitectónica Mnn; Micrófonos de control, simétricos a los normales respecto al eje longitudinal de la sala MCnn; Micrófonos en el foso MFnn; micrófonos en el escenario MSTnn. En total se colocaron 57 micrófonos Las fuentes se colocaron en el escenario y en el foso de orquesta, Fnn. En total se colocaron

3 fuentes. El proceso de medida del teatro se realizó los días 27 y 28 de noviembre de 2021, con una duración total de 14 horas.

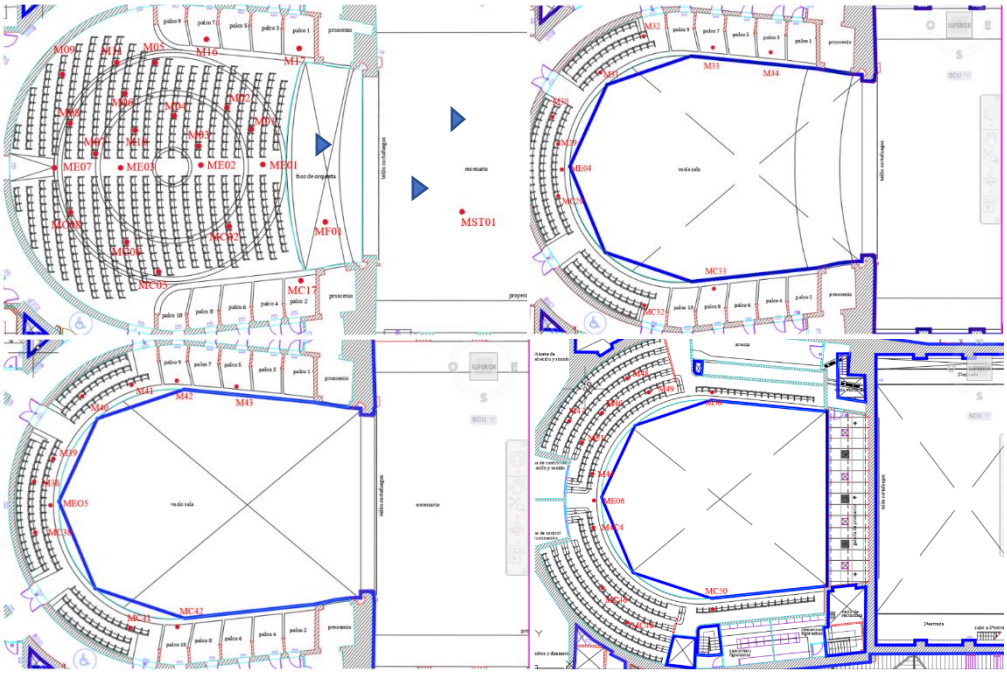


Figura 2 – Disposiciones de fuentes y micrófonos en todas las plantas del teatro

Para realizar las medidas se utiliza el método de ingeniería y precisión. Para ello, se obtiene la respuesta al impulso integrada para cada posición fuente-micrófono. Como señal de excitación se emplea un barrido exponencial de tonos puros de frecuencias entre 20 Hz y 20 kHz. Todo el equipamiento de medida utilizado cumple con los requisitos contenidos en la norma anterior. El diagrama de bloques se puede ver el la figura 3.

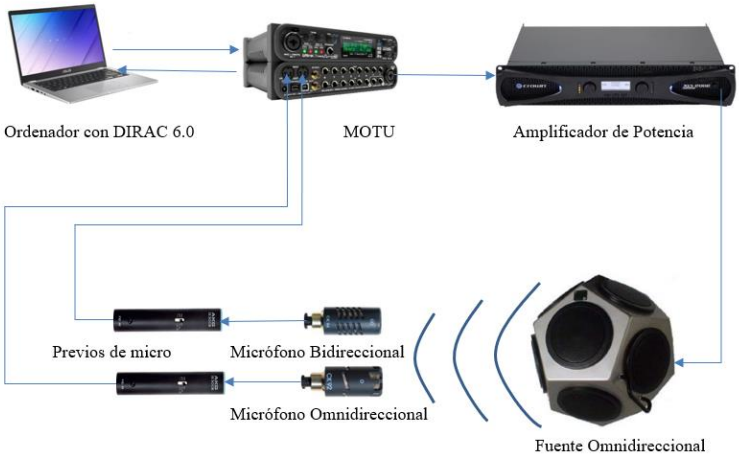


Figura 3 – Diagrama de conexionado durante las medidas in situ

4 Procesamiento de medidas in situ

El procesado de datos se ha realizado en bandas de 1/1 octava y de 1/3 de octava. En todos los casos, los parámetros estudiados son: temporales (EDT, T20, T30, RT); energéticos (C50, C80, D50, Ts); espacialidad (LF, LFC); inteligibilidad (STI, Alcons).

En el caso de 1/1 octava, se obtiene el estudio acústico, según la ISO 3382, con los datos sin ningún tipo de procesamiento, cuyo resultado se puede ver en las tablas 1, 2 y 3 y en las figuras 4 y 5, para el parámetro EDT como ejemplo.

Tabla 1 – EDT medido [s]

Frecuencia (Hz)	Media	Desviación
31,5	1,01	0,37
63	1,15	0,39
125	1,23	0,36
250	1,09	0,27
500	1,08	0,22
1000	1,05	0,19
2000	1,00	0,18
4000	0,80	0,14
8000	0,58	0,12
16000	0,39	0,20

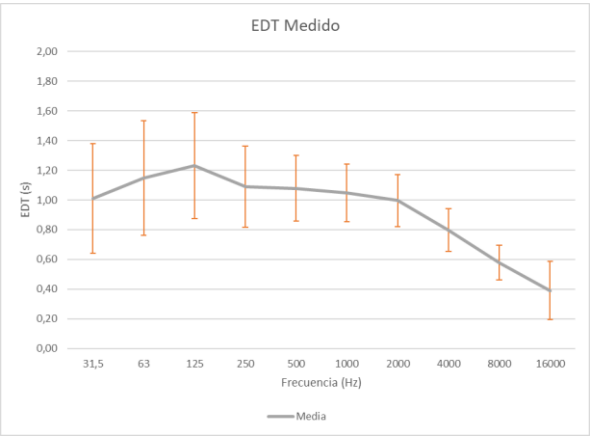


Figura 3 – EDT medido [s]

Tabla 2 – EDT mid medido [s]

EDT mid Total	1,04

Tabla 3 – EDT medido por zonas [s]

Frec [Hz]	Pat. But.	Pl. 1	Pl,2	Pl.3	Prom.
31,5	1,04	0,65	0,00	0,00	1,01
63	1,20	1,21	1,09	1,09	1,15
125	1,38	1,08	1,11	1,18	1,23
250	1,20	1,01	1,01	1,01	1,09
500	1,16	1,11	1,00	0,95	1,08
1000	1,11	1,05	1,00	0.96	1,05
2000	1,05	1.00	0,98	0.91	1,00
4000	0,85	0,77	0,77	0,76	0,80
8000	0,58	0,57	0,57	0,59	0,58
16000	0,45	0,43	0,32	0,19	0,39

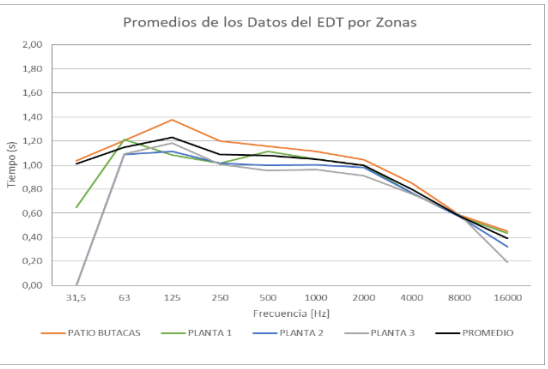


Figura 4 – EDT medido por zonas[s]En el

En el caso de 1/1 octava y 1/3 de octava, se realiza un "filtrado" por INR, de manera que se omiten en el procesamiento posterior todos los valores cuyo INR<35 dB, lo cual se aplica a todos los parámetros. Asimismo, posteriormente se realiza otro "filtrado" utilizando el criterio de Chauvenet, para tratar de detectar todos los valores que se consideren estadísticamente poco representativos. En ambos casos se controla que el porcentaje de valores eliminados de cada parámetro no supere el 20% en el primer "filtrdo" y el 2% en el segundo filtrado. Los datos procesados de 1/3 de octava se utilizarán posteriormente para la validación del modelo geométrico que de diseñará en EASE. Los datos procesados en 1/1 octava, también se utilizarán como comprobación de la validación.

Para la evaluación de los resultados se utilizarán una métrica basada en el índice JND (*Just Noticeable Difference* o umbral diferencial), que es un parámetro que se utiliza para expresar la notoriedad de un cambio en una determinada magnitud y que se puede emplear para estimar la "distancia" existente al comparar dos medidas (in situ vs simulado, in situ vs in situ) o para estimar la desviación estándar de un parámetro en una métrica común. Se ha generado una métrica lineal por facilidad de comprensión y se ha asignado un código de colores para implementar una escala decimal (3-4-3).

Tabla 4 – Escala en métrica JNd con asignación de colores (3-4-3)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

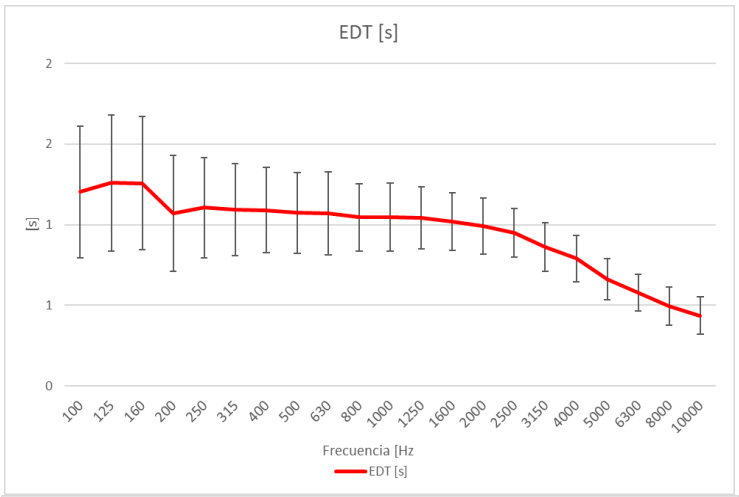
en las siguientes tablas y figuras.se presentan los resultados del valor promedio de diferentes parámetros acústicos, en bandas de 1/3 de octava entre 100 Hz y 10 kHz.

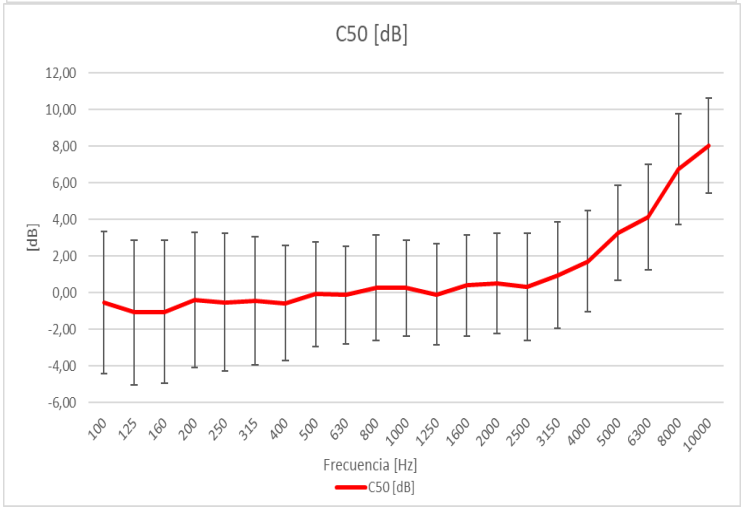
Frec [Hz	EDT [s]	σ [s]	σ [JND]
100,00	1,20	0,41	7
125,00	1,26	0,42	7
160,00	1,26	0,42	7
200,00	1,07	0,36	7
250,00	1,11	0,31	6
315,00	1,09	0,29	6
400,00	1,09	0,26	5
500,00	1,07	0,25	5
630,00	1,07	0,26	5
800,00	1,05	0,21	4
1000,00	1,05	0,21	5
1250,00	1,04	0,19	4
1600,00	1,02	0,18	4
2000,00	0,99	0,18	4
2500,00	0,95	0,15	4
3150,00	0,86	0,15	4
4000,00	0,79	0,14	4
5000,00	0,66	0,13	4
6300,00	0,58	0,11	4
8000,00	0,49	0,12	5
10000,00	0,44	0,12	6

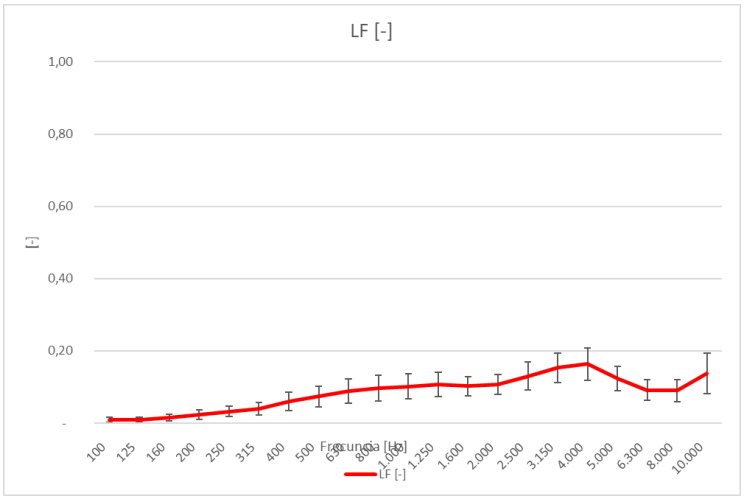
Frec [Hz]	C50 [dB]	σ [dB]	σ [JND]
100,00	-0,55	3,88	4
125,00	-1,08	3,95	4
160,00	-1,05	3,91	4
200,00	-0,40	3,68	4
250,00	-0,53	3,76	4
315,00	-0,46	3,51	4
400,00	-0,59	3,14	4
500,00	-0,08	2,85	3
630,00	-0,13	2,67	3
800,00	0,28	2,88	3
1000,00	0,25	2,61	3
1250,00	-0,10	2,76	3
1600,00	0,39	2,77	3
2000,00	0,51	2,74	3
2500,00	0,32	2,92	3
3150,00	0,93	2,91	3
4000,00	1,71	2,77	3
5000,00	3,27	2,58	3
6300,00	4,12	2,86	3
8000,00	6,73	3,02	4
10000,00	8,01	2,61	3

Frec [Hz]	LF [-]	σ [-]	σ [JND]
100	0,01	0,01	1
125	0,01	0,01	1
160	0,02	0,01	1
200	0,02	0,01	1
250	0,03	0,02	1
315	0,04	0,02	1
400	0,06	0,03	1
500	0,07	0,03	1
630	0,09	0,03	2
800	0,10	0,04	2
1.000	0,10	0,03	2
1.250	0,11	0,03	2
1.600	0,10	0,03	1
2.000	0,11	0,03	1
2.500	0,13	0,04	2
3.150	0,15	0,04	2
4.000	0,16	0,04	2
5.000	0,12	0,03	2
6.300	0,09	0,03	1
8.000	0,09	0,03	2
10.000	0,14	0,06	2

Tablas 4,5,6. Valores promedio y σ de los parámetros EDT [s], C50[dB] y Lf[-]







Figuras 5,6,7. Valor promedio de los parámetros EDT[s], C50[dB] y LFC [-]

5 Diseño del modelo arquitectónico simplificado y del modelo geométrico

Los planos de AutoCAD proporconados por el INAEM se importan a un proyecto en SketchUp, simplificándolos "acústicaente" y eliminando las capas que no son de utilidad. Se utiliza la planta baja como referencia y se ajusta a ella la vista lateral para ir construyendo las caras a partir de estos dos planos. Según se va teniendo cada planta terminada, a partir de los planos de las demás plantas se construye la siguiente, con ayuda de la vista lateral, hasta que se completa el modelo del teatro. Como el teatro es simétrico respecto del eje longitudinal, basta con hacer el diseño de uno de los lados y una vez terminado este, se copia y duplica respecto al eje longitudinal de la sala para obtener el resultado completo.

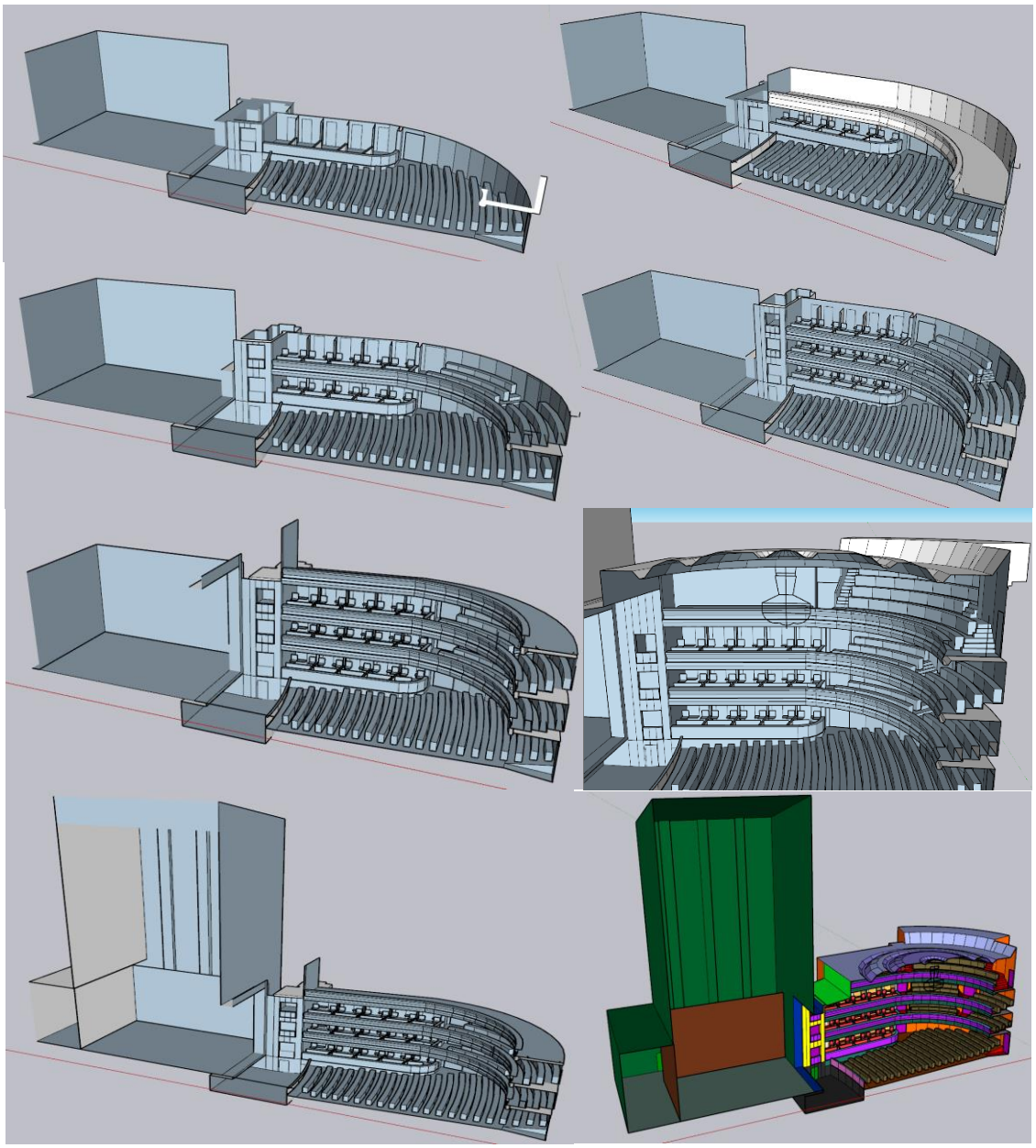


Figura 8. Diferentes fases de la construcción del modelo arquitectónico 3D del Teatro

Una vez terminado el modelado del diseño, es necesario incluir este proyecto en el software EASE, pues es en este dónde se lleva a cabo la simulación acústica para la validación del modelo geométrico.

, objetivo principal de este ensayo.

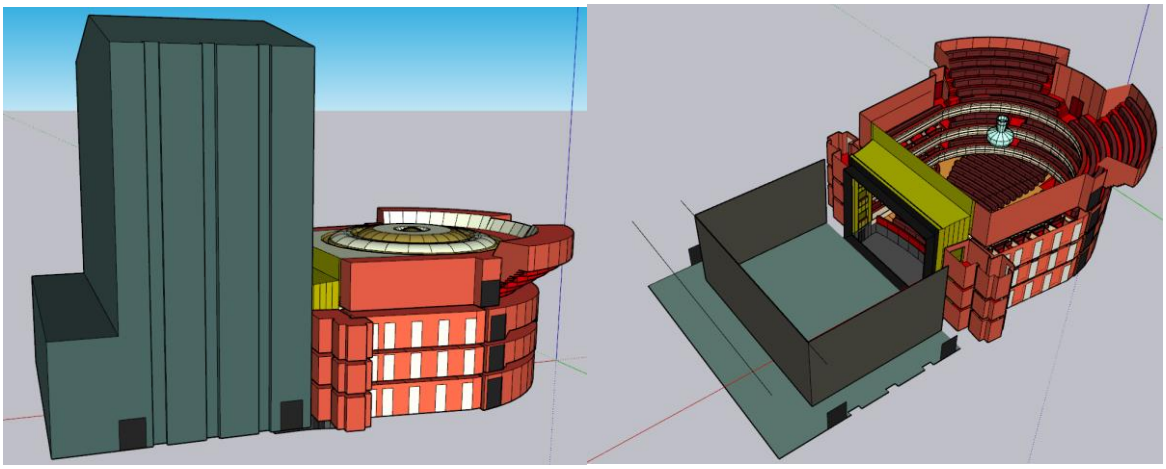


Figura 9. Renderizado del modelo arquitectónico 3D del Teatro

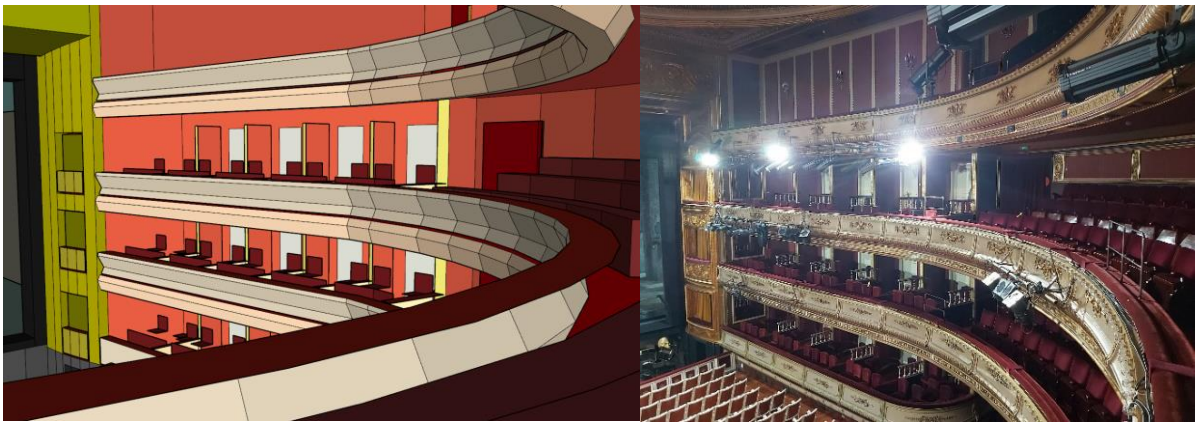


Figura 10. Comparación del modelo 3D y el teatro real

El primer paso que se debe dar es la creación de un nuevo proyecto de EASE. Al importarlo, es necesario signar un material acústico, por cada capa asignada en el proyecto de SketchUp. Para cargar la lista de materiales que se utilizan en el trabajo, se selecciona cada material, dentro de una base de datos de materiales genéricos típicos de este tipo de teatros.

Import Layer Name	Assigned EASE Material
Borde Escenario	125 barandilla metálica
Borde Palco	72 Revestimiento de madera ligero
Butacas yo	32+s Butaca terciopelo 2 + scatt
Caja Escenario	21+s Concrete or Cinder Block, Painted, Generic + Scatt
Cortina	55 Cortina Terciopelo Media
CRISTAL	206+s cristal lampara Glass, Window, Ordinary, Single Strength
Escenario	75 Contrachapado de madera
FORJADO	120+s1 barandilla escayola 1 + scatt 1
FOSO	24 Concrete or Cinder Block rough Face, Generic
Hornamento Escenario	110 placa escayola GYPBRD 1_2, Full
MADERA	73 Revestimiento de madera pesado
Mesa Control	75 Contrachapado de madera
Moqueta	40 moqueta CARPT COMM, Full
Muro Palco	120+s2 barandilla escayola 1 + scatt 2
Muro Platea	70 Revestimiento de madera 2
Pared	21 Concrete or Cinder Block, Painted, Generic
Pared Palco	111 placa escayola sobre ladrillo
PARQUET	45 suelo de madera parquet

Required Wall Materials

Import Layer Name	Assigned EASE Material
Mesa Control	75 Contrachapado de madera
Moqueta	40 moqueta CARPT COMM, Full
Muro Palco	120+s2 barandilla escayola 1 + scatt 2
Muro Platea	70 Revestimiento de madera 2
Pared	21 Concrete or Cinder Block, Painted, Generic
Pared Palco	111 placa escayola sobre ladrillo
PARQUET	45 suelo de madera parquet
Proscenio	03 à = 30%
Puertas Palcos	200 Door, Hollow Core, Wood, Generic
Puertas Sala	125 barandilla metálica
Reposa Brazos	59 Tejido de terciopelo 650
Separador Palco	120 barandilla escayola 1
Silla	36+s Silla semitapizada + scatt
Suelo Escenario	90 Plataforma de madera
TECHO	23 Revoque de cemento
Techo Sala	10 125HZ PANEL Resonator, Full
Techo Sala Dif	12 250HZ PANEL Resonator, Full
Terciopelo	54 Cortina Terciopelo Ligera

Figura 11. Asociación de cada capa de SketchUp con un material de EASE

En la herramienta de EASE *Check Hole*s se muestran todas las superficies de la sala que pueden dar lugar a algún error en el momento de cerrar el recinto. En el caso de este teatro, como ocurría en *Solid Inspector* en SketchUp, aparecen todas las superficies de doble cara que se han dejado sin cerrar. Para

comprobar con seguridad que la sala está cerrada completamente tras realizar el proceso mencionado anteriormente, se realiza un trazado de rayos con la herramiente *Ray Tracing* de EASE.

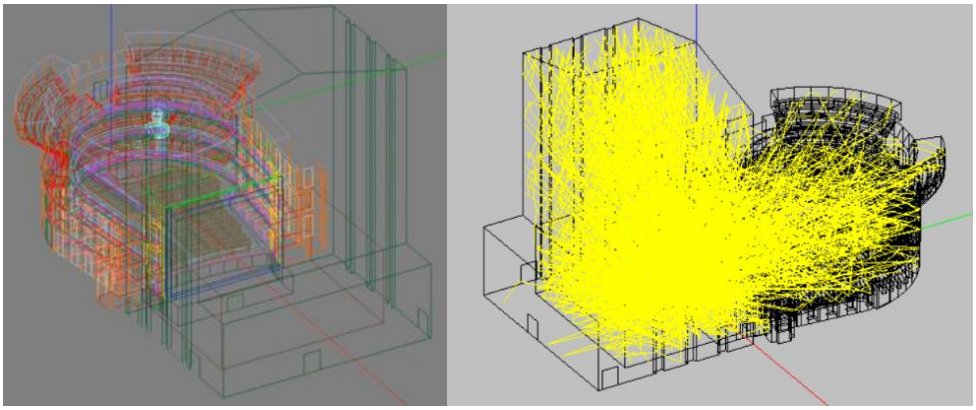


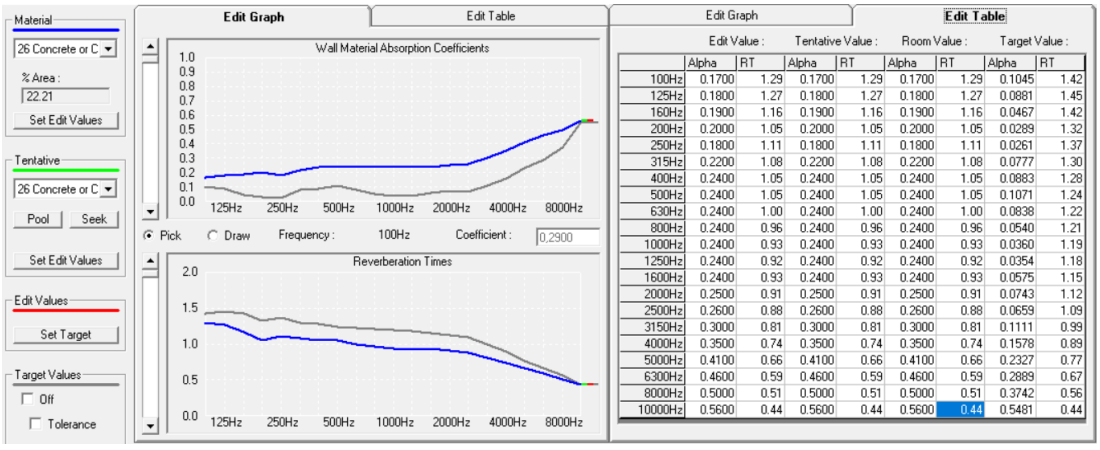
Figura 12. Modelo geométrico en EASE y comprobación de "cierre" del modelo

6 VALIDACIÓN DEL MODELO

El proceso de validación que se va a seguir consiste en comparar la "distancia" existente entre los parámetros acústicos medidos in situ y los parámetros acústicos obtenidos de las simulaciones realizadas en EASE. Esta validación se va a hacer con los valores promedio de los parámetros acústios, tanto medidos como simulados. En EASE se van a emplear las aproximaciones de acústica estadística (*Standard Mapping*) y de acústica geométrica (AURA *Mapping*). El proceso de validación seguido en este trabajo se puede dividir en tres fases: fase1: ajuste del tiempo de reverberación, siguiendo la aproximación de acústica estadística; fase 2: simulación en baja resolución de tres parámetros (RT o T30, C50 y C80), siguiendo las aproximaciones de acústica estadística y acústica geométrica; fase 3: simulación en alta resolución de 12 parámetros, siguiendo las aproximaciones de acústica estadística y acústica geométrica. En todas las fases se mide la distancia en métrica JND entre el valor promedio medido y simulado de cada parámetro.

6.1 Fase 1

Fase 1: Con la asignación inicial de materiales realizada durante el proceso de importación del modelo en EASE, se estima el tiempo de reverberación (método de Eyring), utilizando la herramienta *Optimize RT*. Se modifica ligeramente algunos de los materiales asignados a las superficies del teatro hasta conseguir que la forma de variación de RT con la frecuencia sea similar entre el valor promedio medido y el calculado por Eyring.



	Alpha	RT	Alpha	RT	Alpha	RT	Alpha	RT
100Hz	0.1700	1.29	0.1700	1.29	0.1700	1.29	0.1045	1.42
125Hz	0.1800	1.27	0.1800	1.27	0.1800	1.27	0.0881	1.45
160Hz	0.1900	1.16	0.1900	1.16	0.1900	1.16	0.0467	1.42
200Hz	0.2000	1.05	0.2000	1.05	0.2000	1.05	0.0289	1.32
250Hz	0.1800	1.11	0.1800	1.11	0.1800	1.11	0.0261	1.37
315Hz	0.2200	1.08	0.2200	1.08	0.2200	1.08	0.0777	1.30
400Hz	0.2400	1.05	0.2400	1.05	0.2400	1.05	0.0883	1.28
500Hz	0.2400	1.05	0.2400	1.05	0.2400	1.05	0.1071	1.24
630Hz	0.2400	1.00	0.2400	1.00	0.2400	1.00	0.0838	1.22
800Hz	0.2400	0.96	0.2400	0.96	0.2400	0.96	0.0540	1.21
1000Hz	0.2400	0.93	0.2400	0.93	0.2400	0.93	0.0360	1.19
1250Hz	0.2400	0.92	0.2400	0.92	0.2400	0.92	0.0354	1.18
1600Hz	0.2400	0.93	0.2400	0.93	0.2400	0.93	0.0575	1.15
2000Hz	0.2500	0.91	0.2500	0.91	0.2500	0.91	0.0743	1.12
2500Hz	0.2600	0.88	0.2600	0.88	0.2600	0.88	0.0659	1.09
3150Hz	0.3000	0.81	0.3000	0.81	0.3000	0.81	0.1111	0.99
4000Hz	0.3500	0.74	0.3500	0.74	0.3500	0.74	0.1578	0.89
5000Hz	0.4100	0.66	0.4100	0.66	0.4100	0.66	0.2327	0.77
6300Hz	0.4600	0.59	0.4600	0.59	0.4600	0.59	0.2889	0.67
8000Hz	0.5000	0.51	0.5000	0.51	0.5000	0.51	0.3742	0.56
10000Hz	0.5600	0.44	0.5600	0.44	0.5600	0.44	0.5481	0.44

Figura 13. Herramienta *Optimize RT* para el ajuste del tiempo de reverberación

6.2 Fase 2

Una vez ajustado el tiempo de reverberación con *Optimize RT*, se simulan tres parámetros por *Standard Mapping* (RT Eyring, C50 y C80) y tres parámetros por AURA *Mapping* (T30, C50, C80), en ambos acaso con baja resolución para intentar ahorrar coste computacional. Se estima la "distancia" en métrica JND entre los parámetros medido y simulados. Se realizan modificaciones de materiales hasta conseguir tener un porcentaje razonable de valores dentro de la métrica JND <4.

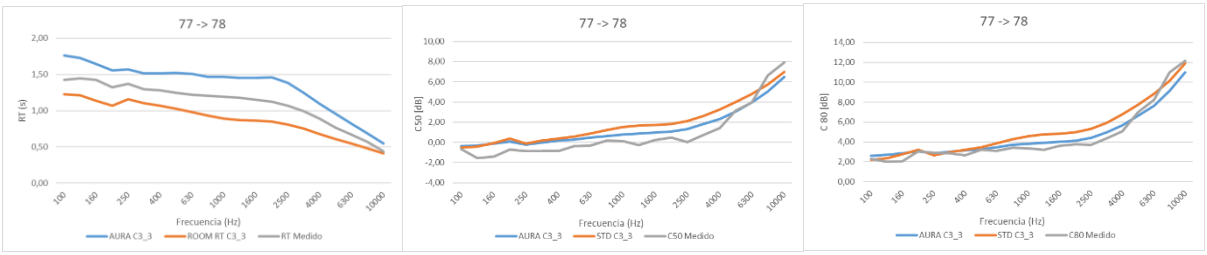


Figura 14. Comparación de parámetros (RT, C50, C80) medidos, simulados po STD Mapping y AURA Mapping

6.3 Fase 3

Con la selección de materiales definida en lla fase 2, se pasa a simular 5 parámetros por *Standard Mapping* y 12 parámetros por AURA *Mapping*, en ambos acaso con alta resolución. Ya no se realizan mas cambios de materiales por el alto coste computacional que supondría. Se estima la "distancia" en métrica JND entre los parámetros medido y simulados. Se expresan los resultados de la simulación de cada parámetro de forma gráfica y en forma de tabla resumen en la que se expresa el porcentaje de valores de la distancia en métrica JND del conjunto de todos los parámetros medidos frente a los simulados.

Tabla 7. Resumen de "distancia" en métrica JND entre parámetros medios y simulados

RT STD	C50 STD	C80 STD	STI STD	ALC STD	EDT AURA	T20 AURA	T30 AURA	C50 AURA	C80 AURA	D50 AURA	Ts AURA	LF AURA	LFC AURA	STI AURA	ALC AURA
3	1	1			3	4	4	1	1	1	3	4	4		
3	1	1			1	3	3	2	1	2	4	4	4		
3	2	1			1	2	3	2	2	2	4	4	4		
3	1	1			3	3	3	2	1	2	2	4	4		
3	1	1			3	2	3	1	1	1	2	3	4		
3	1	1			2	2	3	2	1	2	2	3	4		
3	1	1			2	3	3	2	1	2	2	3	3		
3	1	1			2	4	3	1	1	1	1	3	3		
3	1	1			2	4	3	1	1	2	1	3	3		
4	1	1			2	3	4	1	1	1	1	3	3		
5	2	1	1	1	1	4	4	1	1	2	1	3	3	1	1
5	2	2			1	3	4	2	1	2	1	3	3		
5	2	1			1	4	4	1	1	2	1	3	3		
4	2	1			2	5	5	1	1	1	1	3	3		
4	2	2			2	4	5	2	1	2	1	2	2		
4	2	2			2	4	4	2	1	2	1	2	2		
4	2	2			1	3	4	2	1	2	1	1	2		
4	1	1			2	4	4	1	1	1	1	2	2		
3	1	1			2	3	4	1	1	1	1	3	2		
3	2	2			3	3	3	2	2	1	1	3	2		
2	2	1			2	3	3	2	2	1	1	2	2		

Tabla 8. Porcentaje acumulado de "distancia en métrica JND

	TOTAL	%	% ACUM
Nº Celdas	256		
Escalón 1	89	35%	35%
Escalón 2	71	28%	63%
Escalón 3	55	21%	84%
Escalón 4	35	14%	98%
Escalón 5	6	2%	100%
Escalón 6	0	0%	100%

A la vista de los resultados obtenidos en las tablas 7 y 8, el 35% de los parámetros no presentan diferencia perceptible entre datos medidos y simulados; el 28% estarían a distancia 2 en métrica JND y el 21% a distancia 3 en métrica JND. De forma acumulada, el 84% de los parámetros estarían a distancia menor o igual a 3. Se puede interpretar que el resultado de la validación de los valores promedio de los parámetros acústicos simulados en EASE es bastante satisfactorio, por lo que el procedimiento seguido es adecuado.

7 Conclusiones

Esta ponencia representa el resumen de un proyecto de ingeniería realizado dentro del grupo de investigación GAMMA de la Universidad Politécnica de Madrid. El trabajo ha cubierto cinco objetivos fundamentales: primero, la organización y realización de medidas in situ en un gran teatro con configuración a la italiana; segundo, la creación de un modelo arquitectónico simplificado 3D que mantenga tanto la apariencia real de teatro como las características acústicas fundamentales de este; tercero, el diseño de un modelo geométrico, que partiendo de la geometría de modelo arquitectónico tiene una asignación de materiales acústicos (absorción y *scattering*) adecuada y similar a la del teatro real bajo estudio; cuarto, desarrollar un procedimiento de validación del modelo geométrico robusto que garantice un comportamiento acústico bastante parecido al del teatro de La Zarzuela; quinto, trabajar con una métrica basada en el concepto de JND, fácilmente entendible y que permite interpretar los resultados de la validación.
A la vista del cumplimiento de los objetivos planteados al comienzo del trabajo y de los resultados obtenidos, se puede afirmar que el modelo geométrico de ha diseñado con realismo y que la validación del mismo es adecuada.

Agradecimientos

Deseo mostrar mi agradecimiento a la gerencia del Teatro de la Zarzuela por facilitarnos una completa planimetría del teatro y por la atención que siempre nos han prestado. A todos mis alumnos, que desinteresadamente han ayudado durante los dos días de medidas en el teatro: Claudia, Sara, Jordán, Natalia, Eduardo y Javier. A Francesca, nuestra arquitecta italiana por su predisposición y por ayudarnos a entender herramientas que no habíamos estudiado antes. A Alfonso, por aguantarme durante el desarrollo de su proyecto fin de grado. Y como no, a Elena, por su apoyo incondicional durante los últimos años de trabajo en GAMMA con la acústica virtual. Gracias a todos.

Referencias

[1] Barba Sevillano, A. Giménez Pérez, A. “Análisis acústico de la tipología teatral a la italiana a través del estudio del Teatro Principal de Valencia”, Revista de Acústica, vol. 40, no. 3 y 4, 2008.

[2] [Online]. Available: INAEM. Teatro de La Zarzuela: http://teatrodelazarzuela.mcu.es/es/quienes-somos/historia

[3] AENOR, “UNE-EN ISO 3382-1: Medición de parámetros acústicos en recintos, parte 1: Salas de espectáculos”, España, febrero de 2010Autor, D., Autor, E. & Autor, F. (año). Título de la Comunicación. *Título de las actas del congresso*, ciudad y fecha, páginas.

[4] [Online]. Available: Facultad de Arquitectura, Diseño y Urbanismo, Universidad de la República de Uruguay. Abril 2012) Acondicionamiento Acústico. Tablas de Absorción: http://www.fadu.edu.uy/acondicionamiento-acustico/wp-content/blogs.dir/27/files/2012/02/Tablas-de-Absorcion.pdf

[5] Perruca Santos, A., “Diseño y validación de un modelo geométrico para el estudio acústico del teatro a la italiana de la Zarzuela”, Uiversidad Politécnica de Madrid, 2022.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MANEQUIM TERMO-ACUSTICO APLICADO EM ESPAÇOS INTERIORES OCUPADOS

Eusébio Z. E. Conceição[1,4], Mª Inês L. Conceição[2], Margarida I. L. Conceição[2], Mª Manuela J. R. Lúcio[1] e João M. M. Gomes[3]

[1]Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade do Algarve, Campus de Gambelas, 8005-139 Faro, Portugal
{econcei@ualg.pt, maria.manuela.lucio@gmail.com}
[2]Instituto Superior Técnico, Av. Rovisco Pais, 1049-001 Lisboa, Portugal
{ines.conceicao@tecnico.ulisboa.pt, margarida.conceicao@tecnico.ulisboa.pt}
[3]CINTAL, Campus de Gambelas, 8005-139 Faro, Portugal
{jgomes@ualg.pt}
[4]ADAI, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Luís Reis Santos, Pólo II, 3030-788 Coimbra, Portugal
{econcei@ualg.pt}

Resumo

Neste estudo são desenvolvidos e aplicados manequins termo-acústicos aplicados em espaços interiores de veículos de transporte de passageiros. No desenvolvimento da geometria do veículo e dos passageiros são aplicadas técnicas de Computational Aided Design (CAD). São desenvolvidos e aplicados modelos numéricos baseados na resposta térmica de veículos, resposta térmica dos passageiros, simulação de escoamentos internos e modelação da acústica interna. A componente do manequim térmico virtual considera os sistemas térmicos, termofisiológicos e de vestuário dos ocupantes e calcula o nível de conforto térmico. A componente do manequim acústico virtual avalia o som direto e indireto e calcula o tempo de reverberação. Este estudo é realizado numa seção de um veículo de transporte de passageiros equipado com cinco filas de passageiros, com seis passageiros sentados em cada fila, e um passageiro em pé no corredor, ou seja, um total de 31 passageiros. São avaliados o campo de temperaturas e de velocidade do ar interno, entre outras variáveis térmicas, e a distribuição do percurso acústico quando o passageiro em pé fala no corredor para dois passageiros localizados junto ao corredor. De acordo com os resultados obtidos, a aplicação de manequins acústicos, apresenta uma mais-valia na avaliação da assimetria da acústica em ambientes interiores com elevados níveis de ocupação com as condições ambientais e geométricas não uniformes.

Palavras-chave: Resposta térmica de veículos, Resposta térmica dos passageiros, Simulação de escoamentos internos e Modelação da acústica interna.

Abstract

In this study, thermo-acoustic manikins are developed and applied to the interior spaces of passenger transport vehicles. Computational Aided Design (CAD) techniques are used to develop the vehicle and passenger geometry. Numerical models based on vehicle thermal response, passenger thermal response, Computational Fluids Dynamics simulation and internal acoustic modelling are developed and applied. The virtual thermal manikin component considers the occupants' thermal, thermophysiological and clothing systems and calculates the level of thermal comfort. The virtual acoustic manikin component evaluates direct and indirect sound and calculates the reverberation time. This study is carried out in a section of a passenger transport vehicle equipped with five rows of passengers, with six seated

passengers in each row, and one standing passenger in the aisle, i.e. a total of 31 passengers. The temperature field and internal air velocity, among other thermal variables, are evaluated, as well as the distribution of the acoustic path when the standing passenger speaks in the aisle to two passengers located next to the aisle. According to the obtained results, the use of acoustic manikins provides added value in assessing the asymmetry of acoustics in interior environments with high occupancy levels and non-uniform environmental and geometric conditions.

Keywords: Thermal response of vehicles, Thermal response of passengers, Computational Fluids Dynamics and Modelling of indoor acoustics.

PACS no. 43.55.Br

1 Introdução

Neste estudo são desenvolvidos e aplicados manequins termo-acústicos. Estes manequins são aplicados em espaços interiores, com elevado nível de ocupação, de veículos de transporte de passageiros. O estudo considera o desenvolvimento da geometria do veículo e dos passageiros aplicando técnicas de CAD.

No estudo é desenvolvida a geometria do manequim virtual e das superfícies circundantes do compartimento dos passageiros. A presença dos passageiros é desenvolvida utilizando equações numéricas, para as dimensões e posições dos ocupantes, e a geometria do espaço é desenvolvida utilizando equações geométricas. A geometria final é transferida do software, que dimensiona a geometria do veículo e dos ocupantes, para softwares CADs.

São desenvolvidos e aplicados modelos numéricos integrais e diferenciais. Na componente integral são considerados a resposta térmica de veículos, a resposta térmica dos passageiros, e a modelação da acústica interna, enquanto na componente diferencial são considerados a simulação de escoamentos internos.

A resposta térmica de veículos calcula a distribuição do campo de temperatura nos diferentes painéis laterias, inferiores e superiores, bancos dos ocupantes, sistemas de ventilação e temperatura média do ar interno. Para além destas variáveis o modelo considera ainda a simulação de parâmetros exteriores, como a evolução da temperatura do ar, humidade relativa do ar, direção do vento, intensidade do vento, radiação solar incidente nas superfícies exteriores e interiores do veículo, entre outros.

A componente do manequim térmico virtual considera os sistemas térmicos, termofisiológicos e de vestuário dos ocupantes e calcula a distribuição da temperatura do corpo e vestuário e o nível de conforto térmico e desconforto local.

A simulação de escoamentos internos calcula ainda o escoamento interno, como o campo de velocidades do ar e temperatura do ar, entre outros fatores, como o campo de contaminantes a que os passageiros estão sujeitos.

A componente do manequim acústico virtual avalia o som direto e indireto e calcula o tempo de reverberação. Neste estudo o software considera os percursos acústicos, com vários níveis de reflecção, a fonte emissora e a fonte recetora.

A propagação sonora, em espaços interiores, depende não só da geometria interna, mas também do nível de temperatura interna. A avaliação da propagação sonora pode ser feita numericamente ou experimentalmente. No entanto, neste artigo apenas a componente numérica é desenvolvida (ver também Schetelig e Rabenstein [1], Savioja et al. [2], Funkhouser et al. [3, 4, 6] e Taylor et al. [5]).

O software acústico, utilizando as informações dos outros softwares, gera obstáculos ao redor dos ocupantes (como cadeiras e mesa) e obstáculos relacionados ao sistema HVAC (localizados acima do nível da cabeça das pessoas). O software acústico, para reduzir significativamente o número de superfícies utilizadas no cálculo acústico, agrupa as superfícies coplanares. No modelo numérico

acústico, para avaliar o tempo de reverberação, o modelo numérico gera a fonte de emissão (boca) e os recetores (ouvidos), para todos os passageiros.

2 Modelos Numéricos

Neste trabalho são desenvolvidos e aplicados um conjunto de modelos numéricos integrais e diferenciais. Estes modelos funcionam numa filosofia de acoplamento, ou seja, a informação obtida através de um software é utilizada por outros.
Na componente integral são considerados a resposta térmica de veículos, a resposta térmica dos passageiros, e a modelação da acústica interna, enquanto na componente diferencial são considerados a simulação de escoamentos internos. Mais pormenores poderão ser consultados em Conceição e Awbi [7] e Conceição et al. [8].

2.1.1 Modelo numérico da resposta térmica de veículos de transporte de passageiros

A resposta térmica de veículos considera um conjunto de equações integrais de balanço de energia e massa e calcula a distribuição do campo de temperatura nos diferentes painéis laterias, inferiores e superiores, bancos dos ocupantes e temperatura média do ar interno.
O modelo considera a geração de parâmetros exteriores, como a evolução da temperatura do ar, humidade relativa do ar, direção do vento e intensidade do vento e considera o cálculo da radiação solar incidente nas superfícies exteriores e interiores do veículo, coeficientes de transferência de calor por convecção, coeficientes radiativos dos vidros, entre muitos outros.

2.1.2 Modelo numérico da resposta térmica de passageiros

A componente do manequim térmico virtual considera um conjunto de equações integrais de balanço de massa e energia e os sistemas térmicos, termofisiológicos e de vestuário dos ocupantes e calcula a distribuição da temperatura do corpo e vestuário e o nível de conforto térmico e desconforto local. No corpo humano o software calcula a distribuição de temperatura nas diferentes camadas das diferentes secções do corpo e a distribuição de temperatura do sangue arterial e venoso nas diferentes secções do corpo.

2.1.3 Simulação Numérica de Escoamentos

A simulação de escoamentos internos calcula ainda o escoamento no espaço interno e em torno dos passageiros. Calcula o campo de velocidades do ar, temperatura do ar, contaminantes a que os passageiros estão sujeitos, entre outros fatores.

2.1.4 Modelo Integral da Propagação do Som

A componente do manequim acústico virtual avalia o som direto e indireto e calcula vários parâmetros, como o tempo de reverberação. Neste estudo o software considera os percursos acústicos, com vários níveis de reflecção, a fonte emissora (boca) e a fonte recetora (ouvido esquerdo e direito).
Este cálculo considera informação obtida não só através dos softwares que simulam a geometria do veículo (painéis laterais inferiores e superiores) e dos passageiros (sentados e em pé), como também os valores das variáveis ambientais, como o valor da temperatura do ar nas diferentes áreas interiores do compartimento dos passageiros.

2.1.5 Modelo Numérico da Geração da Geometria do Veículo e dos Passageiros

No trabalho é desenvolvida a geometria dos passageiros e das superfícies do compartimento dos passageiros. No caso dos passageiros foi considerado que cada um tinha um peso de 70 Kg e 1.7 m de altura. A geometria do corpo foi gerada a partir de uma base de dados e de um conjunto de equações geométricas do corpo humano. A geometria do compartimento dos passageiros considera os painéis laterais, superiores e inferiores, sistemas de ventilação e bancos.
A geometria final é transferida do software, que dimensiona a geometria do veículo e dos passageiros, para softwares CADs.

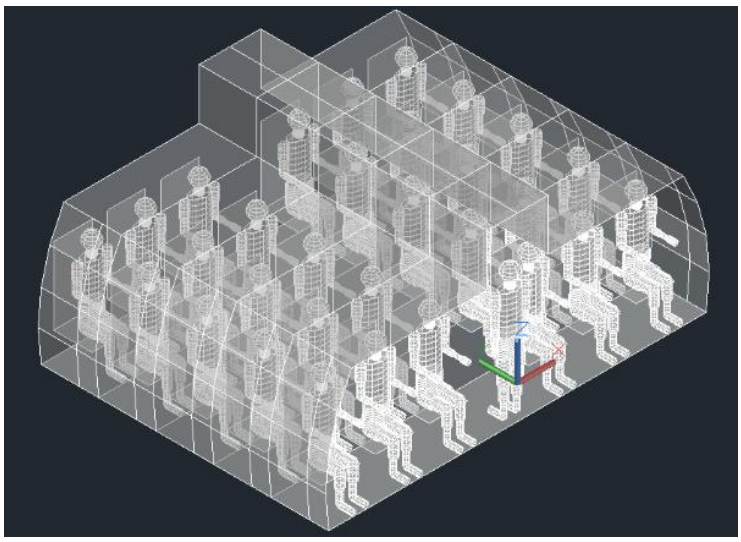


Figura 1: Resposta térmica do veículo e os passageiros.

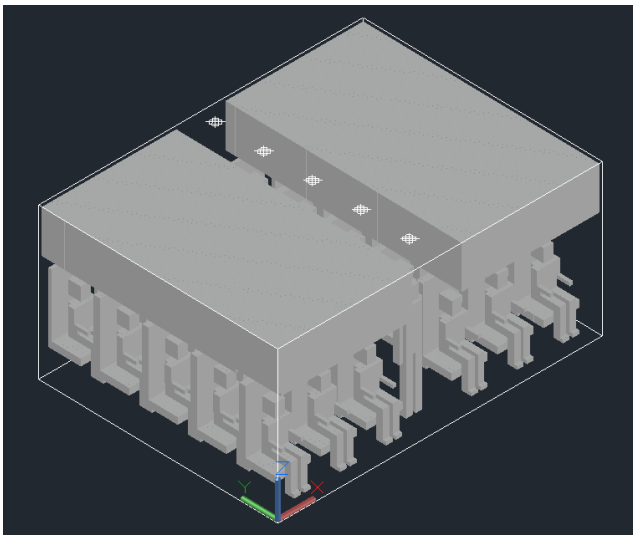


Figura 2: Simulação numérica de escoamentos.

A secção do compartimento dos passageiros tem 5 m de largura, 3,75 m de profundidade e 2,35 m de altura. O software gera a geometria utilizada na avaliação da resposta térmica do veículo e dos ocupantes (ver figura 1) e da geometria utilizada na simulação do escoamento interno (ver figura 2). Cada um

destes últimos softwares pode ser utilizado para gerar a geometria utilizada no software que considera a simulação da acústica interna. No presente estudo foi utilizada a geometria gerada pelo software que simula o escoamento interno, quer no interior do habitáculo, quer em torno dos ocupantes (ver figura 3).

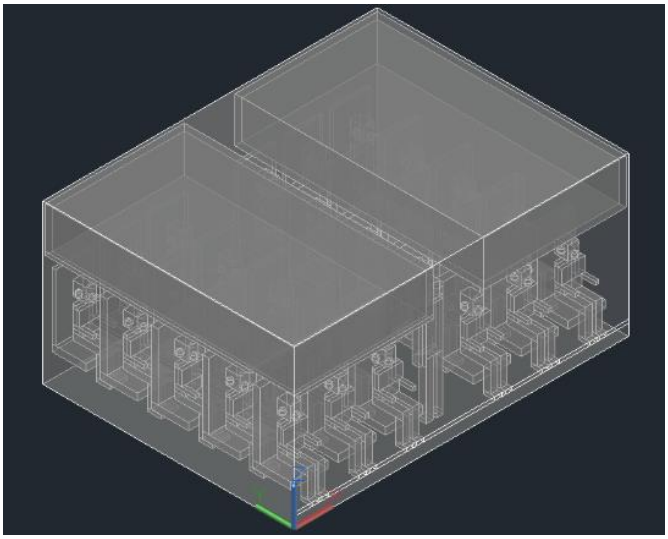


Figura 3: Modelo integral de propagação do som.

O software que simula a acústica interna do compartimento dos passageiros considera 106752 superfícies. Antes do cálculo acústico, para reduzir o tempo de cálculo, é realizada uma redução no número de superfícies, mantendo a geometria dos passageiros e do habitáculo. Neste cálculo, as superfícies coplanares são agrupadas. Assim:

- o agrupamento de superfícies de acordo com o plano X-Y reduz para 57798 superfícies;
- o agrupamento de superfícies de acordo com o plano Y-Z reduz para 25996 superfícies;
- o agrupamento de superfícies de acordo com o plano Y-Z reduz para 2518 superfícies.

3 Metodologia Numérica

Este estudo é realizado numa seção de um veículo de transporte de passageiros equipado com bancos e sistema de ventilação superior. Este veículo está equipado com cinco filas de bancos (ver figuras 1 e 2), agrupados em seis colunas, três no lado esquerdo do corredor e três no lado direito do corredor (ver figura 3).

Neste estudo são considerados passageiros sentados em cada banco, e um passageiro em pé no corredor, ou seja, um total de 31 passageiros. Na Tabela 1 pode ser observada a numeração dos 30 passageiros sentados e 1 em pé.

São avaliados o campo de temperaturas e de velocidade do ar interno, entre outras variáveis térmicas, e a distribuição do percurso acústico quando o passageiro em pé fala no corredor para dois passageiros localizados junto ao corredor.

Na componente térmica, a temperatura do ar, a velocidade do ar e a intensidade da turbulência do ar na insuflação do ar são, respetivamente, 13 ºC, 5 m/s e 10%. A temperatura média do ar fora do habitáculo dos passageiros é de 0°C.

Na componente acústica são analisados os trajetos acústicos entre a fonte emissora, localizada na boca do ocupante em pé número 31, e as orelhas direita e esquerda dos ocupantes sentados 12 e 24.

Tabela 1: Numeração dos ocupantes sentados (1 a 30) e em pé (31).

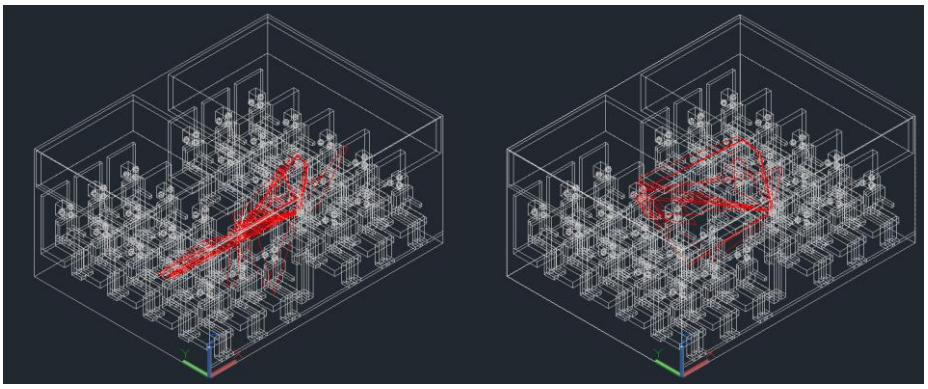
Y	26	28	30		29	27	25
	20	22	24		23	21	19
	14	16	18		17	15	13
	8	10	12		11	9	7
	2	4	6	31	5	3	1
	X						

4 Resultados

Nesta seção são apresentados os resultados térmicos e acústicos. No primeiro tópico são apresentadas informações relativamente às temperaturas e ao conforto, enquanto, no segundo tópico, serão apresentadas informações relativamente aos trajetos acústicos e a evolução da propagação do som e da distância de propagação em função do tempo.

A temperatura média do ar dentro do habitáculo dos passageiros é de 20°C e as temperaturas das superfícies circundantes do compartimento dos passageiros variam entre 16,8 e 18,5 ºC. De acordo com os resultados obtidos o sistema de ventilação, em geral, garante níveis de conforto térmico aceitáveis, para valores negativos do índice PMV. De acordo com a norma internacional ISO 7730 [9], é garantida a Categoria B.

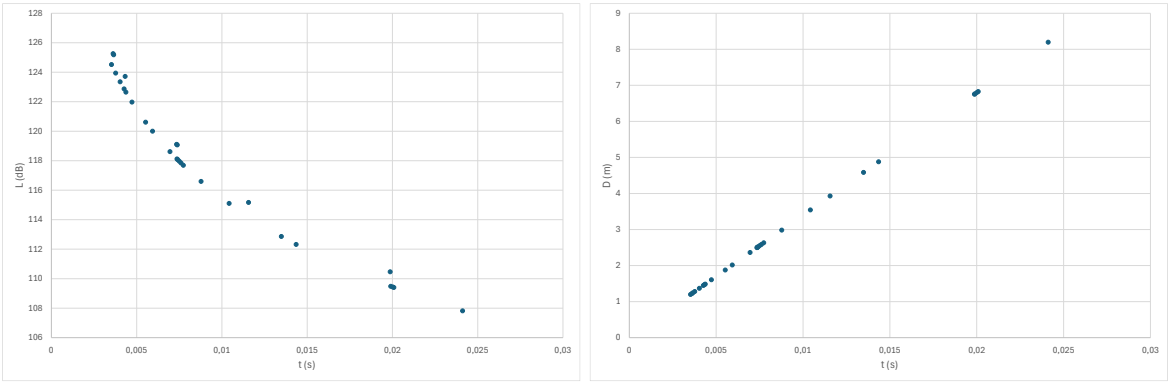
Na Figura 4 pode ser observado o trajeto tridimensional da propagação do som, quando a fonte emissora está localizada na pessoa número 31 e fonte recetora está localizada nas orelhas da pessoa número 12 (Figura a) e da pessoa número 24 (Figura b).
Na Figura 5 pode ser observada a propagação do som (Figura a) e distância de propagação (Figura b) em função do tempo, quando a fonte emissora está localizada na pessoa número 31 e fonte recetora está localizada na orelha esquerda da pessoa número 12. A Figura 6 representa os mesmos resultados, no entanto para a orelha direita do passageiro número 12.
Na Figura 7 pode ser observada a propagação do som (Figura a) e distância de propagação (Figura b) em função do tempo, quando a fonte emissora está localizada na pessoa número 31 e fonte recetora está localizada na orelha esquerda da pessoa número 24. A Figura 8 representa os mesmos resultados, no entanto para a orelha direita do passageiro número 24.



a) b)

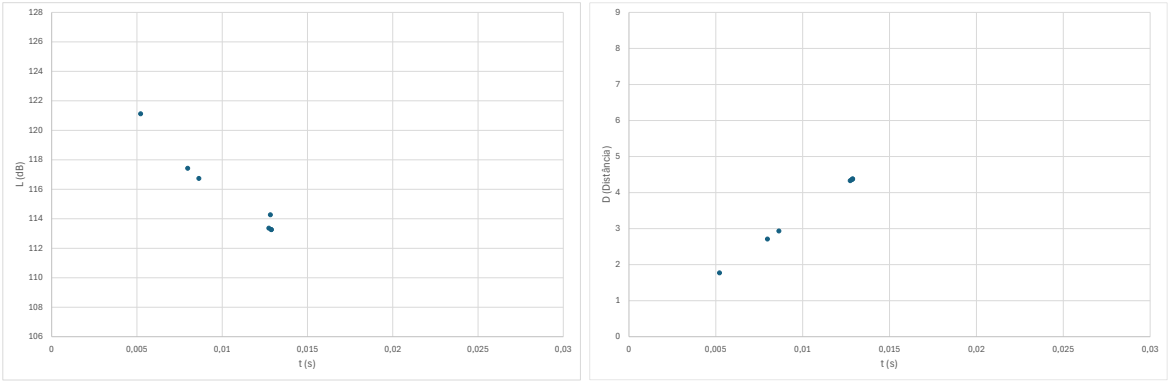
Figura 4: Trajeto tridimensional da propagação do som, quando a fonte emissora está localizada na pessoa número 31 e fonte recetora está localizada nas orelhas da pessoa número 12 a) e da pessoa número 24 b).

Na Figura 4 é possível verificar o trajeto direto, primeiras reflexões, segundas reflexões e terceiras reflexões. De acordo com os resultados obtidos, é possível verificar que quando a comunicação é efetuada com o passageiro número 12 as reflecções são verificadas maioritariamente no lado direito e esquerdo (incluído os painéis laterais) da segunda fila e no teto superior. Quando a comunicação é efetuada com o passageiro número 24 as reflecções são verificadas maioritariamente em torno do ocupante e no teto superior.
Quer o passageiro 12, quer o passageiro 24, estão sujeitos a maiores números de percursos acústicos na orelha esquerda, do que a orelha direita. Por outro lado, o passageiro 12 está sujeito a maior número de percursos acústicos do que o passageiro 24.
No cálculo da distância do percurso acústico, a orelha esquerda do passageiro número 24 apresenta maiores percursos acústicos que na orelha esquerda do passageiro número 12. Por outro lado, quer o passageiro 12, quer o passageiro 24, apresentam maiores distâncias de percursos acústicos nas orelhas esquerdas do que nas orelhas direitas.



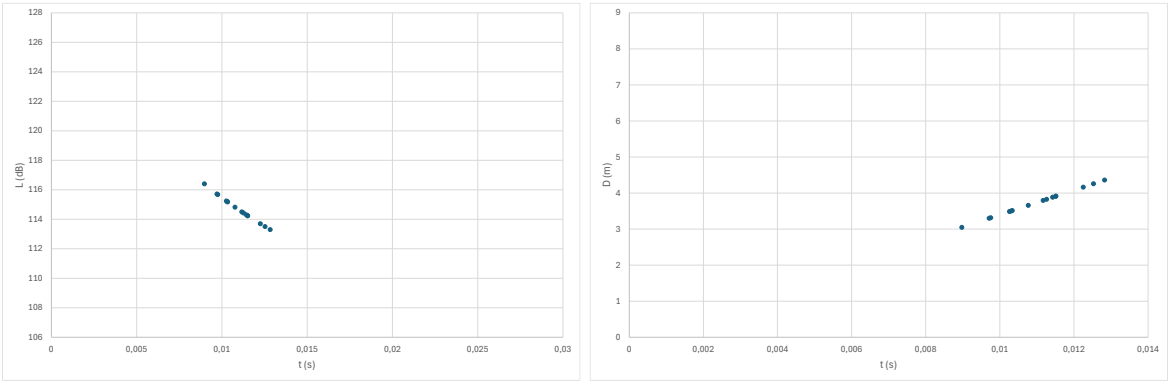
b) b)

Figura 5: Propagação do som a) e distância de propagação b) em função do tempo, quando a fonte emissora está localizada na pessoa número 31 e fonte recetora está localizada na orelha esquerda da pessoa número 12.



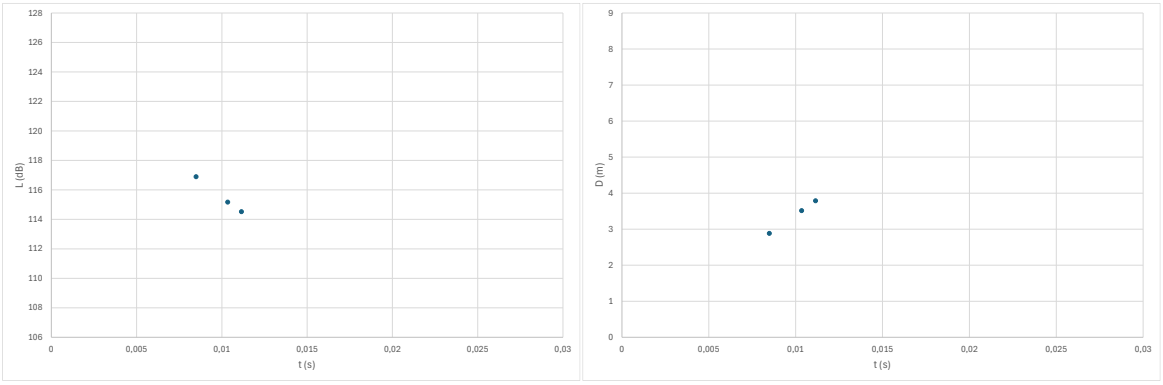
a) b)

Figura 6: Propagação do som a) e distância de propagação b) em função do tempo, quando a fonte emissora está localizada na pessoa número 31 e fonte recetora está localizada na orelha direita da pessoa número 12.



a) b)

Figura 7: Propagação do som a) e distância de propagação b) em função do tempo, quando a fonte emissora está localizada na pessoa número 31 e fonte recetora está localizada na orelha esquerda da pessoa número 24.



a) b)

Figura 8: Propagação do som a) e distância de propagação b) em função do tempo, quando a fonte emissora está localizada na pessoa número 31 e fonte recetora está localizada na orelha direita da pessoa número 24.

5 Conclusões

Neste estudo foram desenvolvidos e aplicados manequins termo-acústicos aplicados em espaços interiores de veículos de transporte de passageiros. O estudo foi efetuado num compartimento equipado com cinco filas e seis colunas de bancos, três no lado direito e três no lado esquerdo do corredor. Foram considerados trinta ocupantes sentados e um passageiro no corredor em pé. Na componente acústica foram calculados os trajetos dos percursos acústicos entre um passageiro em pé localizado no corredor, junto à primeira fila, emissor, e dois passageiros sentados na segunda e quarta fila, no lado direito do corredor, recetores.

De acordo com os resultados obtidos a temperatura do ar exterior foi de 0 ºC, a temperatura média do ar interior foi de 20 ºC e as temperaturas das superfícies circundantes do compartimento dos passageiros variam entre 16,8 e 18,5 ºC. De acordo com os resultados obtidos o sistema de ventilação, em geral, garante níveis de conforto térmico aceitáveis, de acordo com a Categoria B, para valores negativos do índice PMV.

Quando os recetores são as orelhas do ocupante localizado no lado direito da segunda fila, junto ao corredor, as reflecções são verificadas maioritariamente no lado direito e esquerdo da segunda fila e no teto superior, enquanto quando os recetores são as orelhas do ocupante localizado no lado direito da

quarta fila, junto ao corredor, as reflecções são verificadas maioritariamente em torno do ocupante e no teto superior.
Os passageiros 12 e 24 estão sujeitos a maiores números de percursos acústicos na orelha esquerda, do que a orelha direita. Por outro lado, o passageiro 12 está sujeito a maior número de percursos acústicos do que o passageiro 24.
No cálculo da distância do percurso acústico, a orelha esquerda do passageiro número 24 apresenta maiores percursos acústicos que na orelha esquerda do passageiro número 12. Por outro lado, os passageiros números 12 e 24, apresentam maiores distâncias de percursos acústicos nas orelhas esquerdas do que nas orelhas direitas.

Agradecimentos

Os autores gostariam de agradecer o apoio do projeto (SAICT-ALG/39586/2018), DOI: 10.54499/SAICT-ALG/39586/2018, financiado pelo Programa Operacional Regional do Algarve, através do Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional (FERER), e a Fundação para a Ciência e a Tecnologia (FCT).
Os autores também gostariam de agradecer ao projeto (UIDB/50022/2020), DOI: 54499/UIDB/50022/2020, financiado pela Fundação para a Ciência e a Tecnologia (FCT).

Referências

[1] T. Schetelig and R. Rabenstein, "Simulation of three-dimensional sound propagation with multidimensional wave digital filters," 1998, doi: 10.1109/ICASSP.1998.679634.

[2] L. Savioja, J. Huopaniemi, T. Lokki, and R. Väänänen, "Creating interactive virtual acoustic environments," *AES J. Audio Eng. Soc.*, 1999.

[3] T. Funkhouser, N. Tsingos, and J.-M. Jot, "Survey of Methods for Modeling Sound Propagation in Interactive Virtual Environment Systems," *Presence Teleoperators Virtual Environ. MIT Press*, 2003.

[4] T. Funkhouser, P. Min, and I. Carlbom, "Real-time acoustic modeling for distributed virtual environments," 1999, doi: 10.1145/311535.311590.

[5] M. Taylor, "RESound : Interactive Sound Rendering for Dynamic," *17th Int. ACM Conf. Multimed. 2009*, 2009, doi: 10.1145/1631272.1631311.

[6] T. Funkhouser, I. Carlbom, G. Elko, G. Pingali, M. Sondhi, and J. West, "A beam tracing approach to acoustic modeling for interactive virtual environments," 1998, doi: 10.1145/280814.280818.

[7] E. Z. E. Conceição and H. B. Awbi, Evaluation of integral effect of thermal comfort, air quality and draught risk for desks equipped with personalized ventilation systems, Energies, 2021, 14(11), 3235.

[8] E. Z. E. Conceição, J.P.Farinho and M. M. J. R. Lúcio, Numerical and experimental study of personalized ventilation installed in a double occupation desk placed nearby a window subjected to solar radiation, International Journal of Ventilation, 2018, 17(3), pp. 166–186.

[9] ISO 7730, Ergonomics of the thermal environments - analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, International Standard Organization: Geneva, Switzerland, 2005.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

THE DESIGN AND RENOVATION OF A SMALL MULTI-PURPOSE HALL

Rui Ribeiro[1]

Isabel Cardoso[1], **Pedro Pinto**[1], **Tiago Brilhante**[1]

[1]Amplitude Acoustics - Acústica e Vibração, Lda. – Portugal
{rui.ribeiro@amplitude-ac.eu}

Resumo

A reabilitação do Cineteatro Narciso Ferreira, localizado em Riba de Ave, Vila Nova de Famalicão, Portugal, constitui um exemplo representativo das necessidades e compromissos envolvidos no desenho e projeto de pequenas salas de espetáculos para exploração das comunidades locais. Considerando o modelo de operação e os objetivos estabelecidos pelo município, o espaço foi renovado de forma a que pudesse acolher confortavelmente um programa extremamente variado.

Neste estudo de caso, são discutidos os principais desafios encontrados na introdução da versatilidade acústica necessária, mediante o cumprimento do orçamento estabelecido. São também apresentados os resultados da avaliação acústica final de conclusão de obra, que permitiram validar os requisitos de projeto previamente definidos. Para além dos parâmetros acústicos de referência, são também apresentadas visualizações tridimensionais da resposta impulsiva da sala.

Palavras-chave: acústica variável, sala multifuncional, acústica de salas, resposta impulsiva 3D.

Abstract

The renovation of Cineteatro Narciso Ferreira, located at Riba de Ave (North Portugal) is a representative example of the needs and choices that have to be considered when design a performance venue for a local community. Given its purpose and operation model, thoroughly defined by the municipality, a small multipurpose hall has been designed to ensure a wide variety of performances could excel.

For this case study, the challenges and options taken to introduce acoustic variability but still meet the budget set will be discussed. The compliance with the initial design targets will be presented given the results obtained during the final commissioning stage, that include not only the determination of benchmark parameters as well as 3D acoustic impulse response visualization.

Keywords: variable acoustics, multipurpose hall, room acoustics, 3D acoustic impulse response.

PACS no. 43.55.Fw, 43.55.Gx, 43.55.Nd

1 Introduction

The design and renovation of small multipurpose halls presents unique challenges and opportunities for acoustic optimization. Such venues are crucial for local communities, providing spaces for a wide range of events, from theatrical performances and concerts to lectures and community gatherings. The Cineteatro Narciso Ferreira, a small theater located in Riba de Ave, North Portugal, underwent a comprehensive renovation aimed at enhancing its acoustic performance and suitability for its diverse program.

Acoustic design in small halls requires careful consideration of several factors to achieve a balance between versatility and performance quality. Unlike larger venues, where the room volume can aid in sound diffusion and absorption, smaller spaces can suffer from issues like inadequate loudness, poor sound distribution, and insufficient reverberation control, particularly at low frequencies. Key considerations in the acoustic design of multipurpose halls include the control of Reverberation Time (RT), the distribution of early and late reflections, and the integration of variable acoustic solutions to adapt the space to different events. The reverberation time is particularly crucial, as it influences speech intelligibility and musical clarity [1-2].

This particular theatre renovation included the installation of a retractable seating system, perforated fascia panels, additional stage and side wall curtains, and flexible bass absorbers. These elements were designed to provide an adaptable acoustic environment that could be adjusted to suit various types of performances. The use of advanced measurement and analysis tools, such as the IRIS system by Marshall Day Acoustics, allowed for a precise assessment of the overall result and a detailed comparison between each of the available room acoustic configurations.

This paper presents a case study that highlights the importance of acoustic flexibility in small performance spaces and demonstrates how thoughtful design can enhance the functionality and versatility of such venues.

2 General Characteristics

2.1 Large halls vs small halls

Despite often presenting considerably different infrastructures, smaller and larger halls are prompted to house similar programs, meaning both will be used for large size orchestral ensembles, for example. Therefore, while a large hall might be designed in search for some of the intimacy of a smaller room, the success of lower seat-count performance spaces is often associated with its ability to sound “larger”, which is in part related to a large orchestra being “not too loud” and whilst preserving adequate reverberation and width characteristics [2].

When comparing the acoustics of large and small venues, it has been documented that most of the relevant acoustic attributes, such as the level of the direct sound, level and density of early reflections, level of the reverberant field, total sounds strength, among others, show greater values for the lower occupancy halls. This means that, apart from overly absorptive rooms, smaller venues tend to sound louder than larger equivalents [3].

2.2 Small hall design recommendations

Due to their inherent multifunctionality and considering the previously described context surrounding the acoustic challenges of small performance halls, it is important to acknowledge the singularities involved in such designs, which require adapting our references and focusing on otherwise neglected features. For instance, although this sort of venue is typically designed for acoustic acts, they are also equipped with PA systems for amplified performances, which requires attention to details such as the maximum SPL or the room's response at low frequencies.

Table 1 summarizes some of the major design guidelines recommended for small halls, regarding volumetric, stage and acoustic conditions [1-2].

Table 1 – Design guidelines for small performance halls

Volume	Typically, should range between 10-14 m^3/seat. However, it is also relevant to define the volume as function of the number of performers/musicians. Later designs suggest 100 m^3/musician, meaning the current hall is better suited for small chamber orchestras. Varying the room's volume is effective in adapting its response, yet extremely difficult to accommodate, especially in community venues and renovation projects.
Stage	Stage draping should be adaptable and removeable to allow for larger reflective surface areas. Overhead removeable reflectors should be considered for acoustic concerts. For smaller acoustic ensembles, the side and back stage areas should be closed off by reflective elements.
Variable acoustics	Variable acoustic conditions are essential for multipurpose halls. The two mainly used strategies rely on variable absorption and variable volume. Curtains are a cost-effective solution for covering large surface areas, making it easier to achieve audible changes in the room's acoustic response. Placement of variable acoustics solutions is most efficient: around the stage, across the room, back wall and side walls. Elements of efficient low frequency control must also be considered.

2.3 Cineteatro Narciso Ferreira

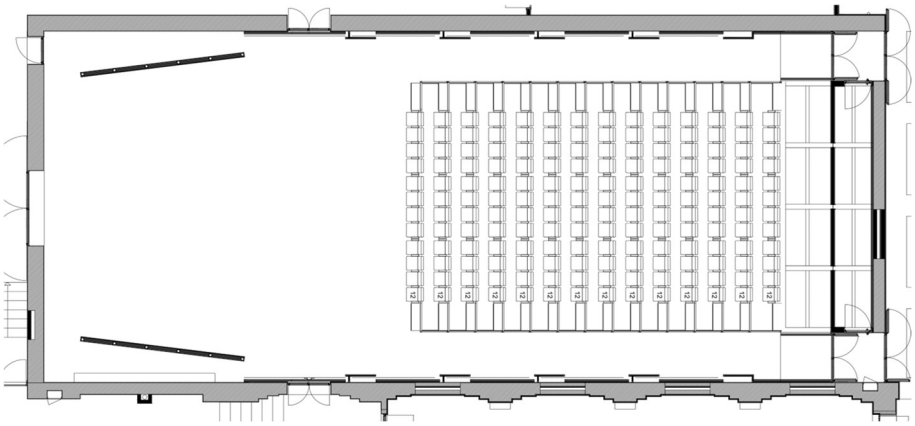
The present case study focuses on the renovation of a small theatre in the north of Portugal, Cineteatro Narciso Ferreira. The general dimensions and characteristics of the venue are detailed in the table below.

Table 2 – Dimensions and general information about the venue

Audience Length	**Width**	**Audience Max. Height**	**Audience Min Height**
27,0 m	11,5 m	12,0 m	9,5 m
Stage Length	**Stage Height**	**Volume**	**Seats**
27,0 m	9,0 m	3105 m^3	168



Figure 1 – Cineteatro Narciso Ferreira



Floor plan – ground floor

Longitudinal section

Transverse section

Figure 2 – Building floor plan and sections

To ensure the hall was suited for a wide variety of performances, as described and according to the client's and community's interest, several acoustic features were included in the refurbish process.

First and foremost, a retractable seating system was installed, to enable the use of the whole floorplan, for standing audience events, for example. The fascia panels of the retractable system were perforated with 20% of minimum open area so it can still contribute with significant sound absorption, even when the audience seats are enclosed on the back of the room. One of the main purposes of preserving the sound absorption from the retractable seats is to attenuate the difference in equivalent sound absorption area of the room with and without the seating structure.



Figure 3 – Unfolded seating system (left) perforated fascia panels (right)

Furthermore, besides the traditional stage draping, additional curtains were installed over the solid wood diffuser areas on both side walls.



Figure 4 – Side wall diffuser panels without (left) and with curtains (right)

Although curtains may offer a cost-effective variable acoustic solution for mid and high frequencies, the fact is they often lack the sufficient performance at low frequencies [3]. Therefore, a couple of Flex Acoustic's aQflex flexible bass absorbers were installed across the length of the room.

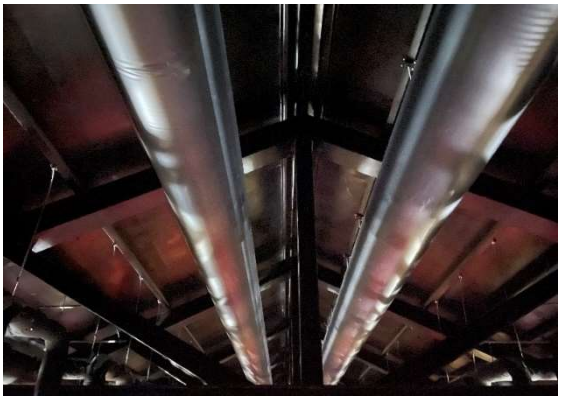


Figure 5 – aQflex bass absorbers (inflated)

All of the mentioned features were carefully sourced, designed and implemented to attend to the varying acoustical needs of such a multipurpose space.

3 Methodology

3.1 Measurement setup

To assess the baseline acoustic behavior of the venue and study the effects of its variable acoustics features, the room's impulse response was measured in multiple locations, for every available room configuration. These tests were conducted using IRIS, an integrated hardware and software tool for capturing and analyzing room impulse responses in 3D, developed by Marshall Day Acoustics.
The measurement setup was comprised by the following main equipment:

- Dodecahedron loudspeaker and corresponding amplifier module;
- Windows laptop with IRIS software by Marshall Day Acoustics;
- Core Sound TetraMic microphone array;
- MOTU 4pre USB audio interface (with IRIS CBM connection box).



Figure 6 – Measurement equipment: TetraMic (left), dodecahedron loudspeaker (middle), IRIS kit (right)

Apart from validating the project requirements regarding the acoustic response of the hall, the commissioning stage measurements were conducted to investigate the real impact of the different variable acoustics solutions that were implemented. Therefore, the present analysis will focus on the measured reverberation times for the 63-8.000 Hz octave bands to assess the extent of the room's adaptative characteristics and to infer its suitability to different performative content. Additionally, taking advantage of the measurement system's capabilities, a spatial analysis of the impulse response took place to evaluate the geometric influence of the variable acoustic elements in the sound field that reaches the receivers [4].

3.2 Measurement procedure

The measurements were carried out for each of the room configurations described according to Table 3. For every configuration the same 2 source and 6 receiver position were considered and every source-receiver pair was measured. The height difference of the receiver positions for the room configurations with and without the seated audience area were not considered for the purposes of the current analysis.

A sweep signal of 30 seconds was used for the data acquisition with a set gain staging in order to not saturate the system or the loudspeaker. The microphone and sound source were positioned at 1,2 and 1,5 meters height, respectively, and at least 3 meters away of any wall surface.

Table 3 – Room configurations

Configuration	Curtains		Retractable seats	Bass absorbers
	Lateral	Stage		
1	On	On	Off	On
2	Off	On	Off	On
3	Off	Off	Off	On
4	Off	On	On	On
5	On	On	On	On
6	On	On	On	Off
7	Off	On	On	Off
8	Off	On	Off	Off
9	On	On	Off	Off

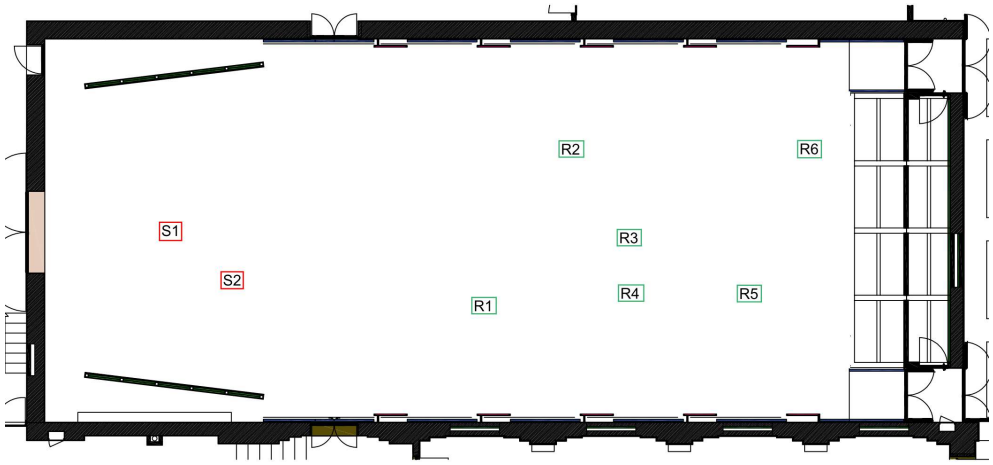


Figure 7 – Receiver (green) and source (red) positions

4 Results

The average reverberation time measured of all source-receiver combinations, for both source positions, and for all room configurations are showed in Figure 8.

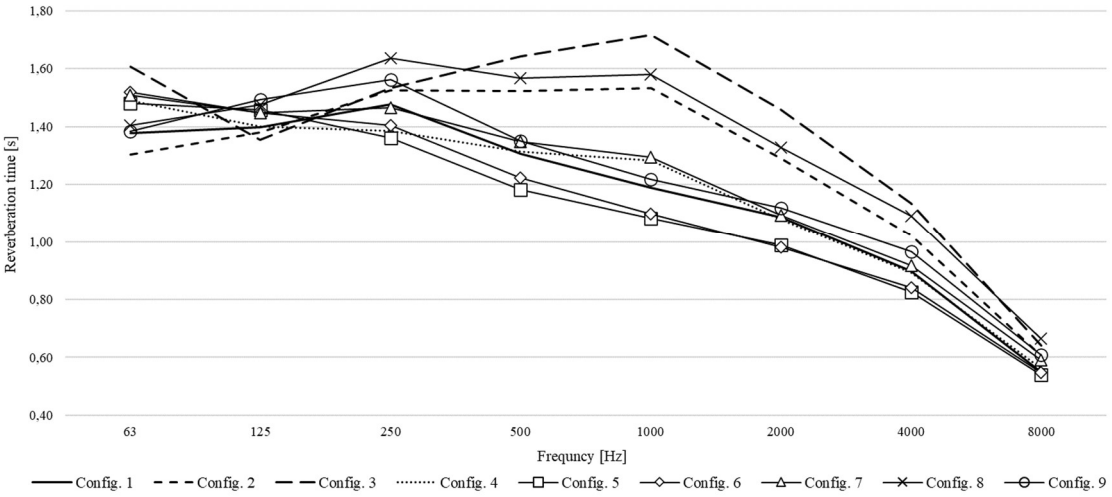


Figure 8 – Average reverberation time for each room configuration, in octave frequency bands

According to the operational needs and standards of the venue and although the stage draping is effectively removeable and can be repositioned, the admitted baseline configuration is the one described in Config. 8. Therefore, although the room was measured without the stage curtains (Config. 3), the reverberation time values obtain for Config. 8 will stand as the reference point for the room's most lively response.

A first quick glance at the Reverberation Time (RT) plots reveals the objective of displaying very different room acoustics responses has been achieved. The different reverberation times (magnitude and spectrum profile) provided by each configuration allow for a large number musical programs and can also create the inspirational and creative conditions for some site-specific creations.

Furthermore, if the RT plot analysis is restricted to the 500, 1.000 and 2.000 Hz octave bands, it becomes clear that the available configurations supply the room with 3 main reverberation characteristics: the liveliest setup is provided by Config. 2 and Config 8, as showed previously; the least reverberant response is set by Config. 5 and Config. 6; all the remaining configurations stablish an intermediate level, with slight character variations among them.

On the other hand, it is observed that the side curtains and the seats have greater impact on the overall room response than the low frequency absorbers, as the later cover a much smaller area and have been designed to act mostly on frequencies below 1.000 Hz. Figure 9 shows the resulting RT reduction from only inflating the aQflex tubes (Config. 2), when compared to the reference configuration (Config. 8).

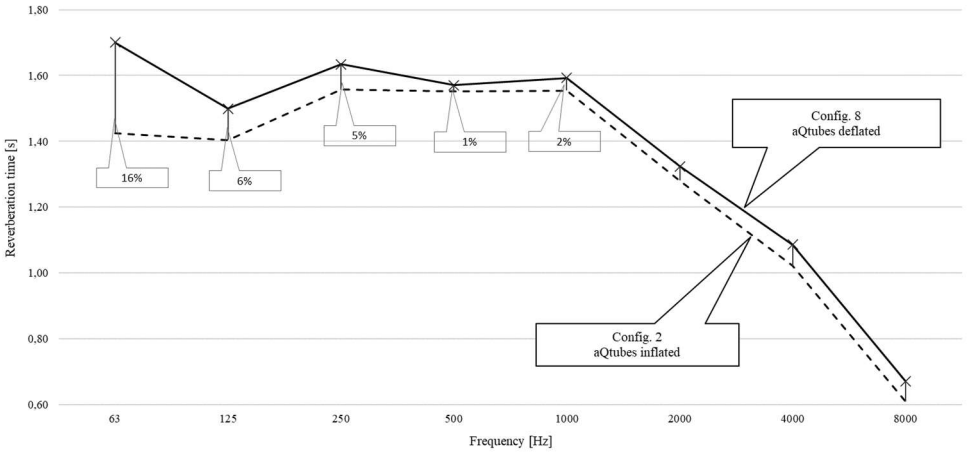


Figure 9 – Average reverberation time with (Config. 2) and without (Config. 8) the low frequency absorption

Figure 10 shows that, as expected, the configurations where all curtains were on and the audience seating was unfolded (Config.5 and Config. 6), where the ones who achieved lower reverberation times, with minimal differences between the two.

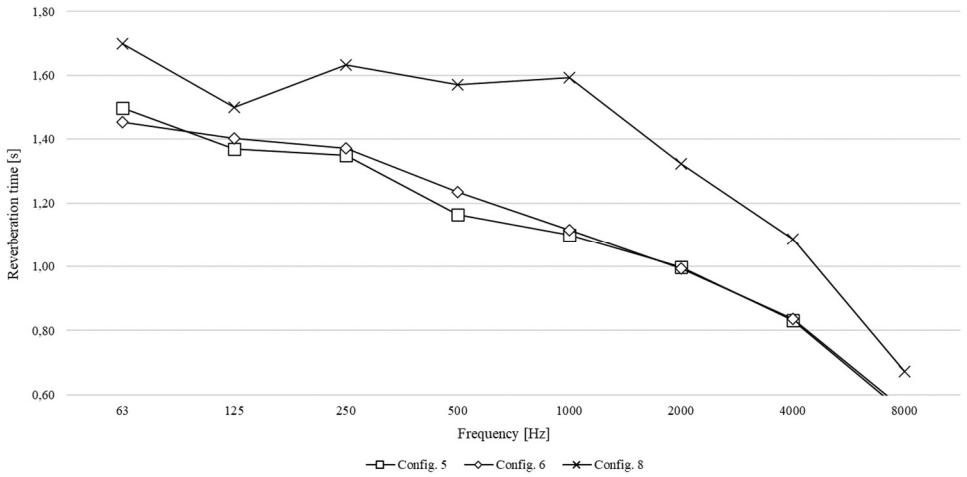


Figure 10 – Average reverberation time of the room with side curtains and unfolded seats (Config. 5 and 6) compared to the reference configuration (Config. 8) without any of these features. Values refer to the measurements with the sourced positioned on S1.

For the audience experience, both the temporal and spatial characteristics of the sound field are relevant. To evaluate them it has been well proven that one of the most important spatial acoustic parameters, on which the variable acoustics options have a more significant impact, is the Lateral Fraction (LF) [5-6]. Figure 11 shows the LF values measured for a particular source-receiver pair, together with the corresponding intensity vector plot, for Config. 8 (lateral curtains off) and Config. 9 (lateral curtains on), at 1.000 Hz.

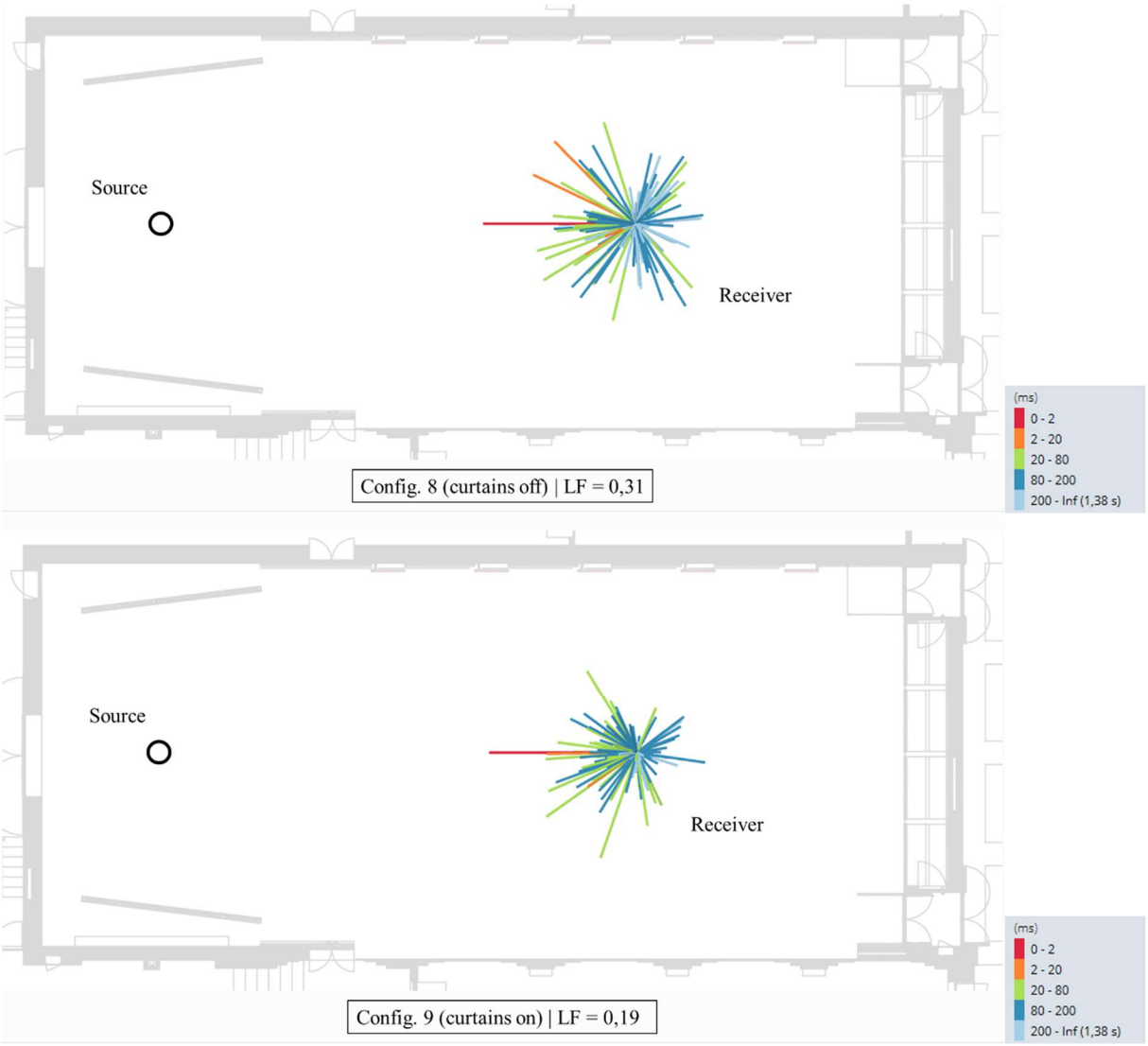


Figure 11 – Intensity vector plot at 1.000 Hz and LF values for Config. 8 and Config. 9 for a given source-receiver pair

The lower LF value for Config. 9 is corroborated by the differences shown between the intensity vector plots. The plots show that later reflections (blue) reach the receiver with significantly less energy for Config. 9, two strong early reflections (orange) from the right-side wall are eliminated by the curtains, and that the density of lateral and back wall reflections is largely reduced in comparison to the sound field coming directly from the front of the room.

5 Conclusions

The renovation of Cineteatro Narciso Ferreira demonstrates the feasibility and effectiveness of introducing variable acoustic solutions in small multipurpose halls. The project successfully addressed the complex acoustic requirements of a venue intended for diverse performances, within the constraints of a limited budget.

The implementation of variable acoustic features, including a retractable seating system, stage and side wall curtains, and flexible bass absorbers, allowed the hall to achieve distinct acoustic environments, suitable for different types of performances, thus providing 3 main reverberation characters to serve the venue's program. The comprehensive measurement and analysis process, facilitated by the IRIS system, provided valuable insights into the time and spatial acoustic performance of the room in different configurations.

The study showed that the side curtains and the seating system had a more significant impact on the overall room response compared to the low-frequency absorbers, which primarily affected frequencies below 1000 Hz. This highlights the importance of strategic and complementary placement and design of acoustic elements to achieve desired outcomes, especially in halls equipped with Public Adress (PA) electroacoustic systems.

The analysis of spatial acoustic parameters, such as Lateral Fraction (LF), provided deeper insights into the spatial distribution of sound energy and its effect on listener perception.

This case study aimed to provide useful insights for the design and renovation of small multipurpose halls, underscoring the importance of flexibility in acoustic treatment options in addressing the unique challenges of such spaces.

References

[1] Barron, M. (2010) *Auditorium Acoustics and Architectural Design*. Spon Press, New York (USA).

[2] Hyde, J.R. & Möller, H. (2006). *Sound strength in small halls. Institute of Acoustics* - 6th International Conference on Auditorium Acoustics 2006.

[3] Möller, H. (2016). *Challenges of design of smaller multi-purpose halls*, Euroregio2016, Porto (PT).

[4] Protheroe, D. & Guillemin, B. (2013). *3D Impulse Response Measurements of Spaces Using an Inexpensive Microphone Array*. Building Acoustics. 20. 141-156.

[5] Möller, H. & Hyde, J.R (2010). *Behavior of lateral energy in small concert halls*.

[6] Protheroe, D & Day, C. (2014). *Validation of lateral fraction results in room acoustic measurements*. Internoise2014, Melbourne (AUS).

SE 2

Acústica Forense

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

RECONOCIMIENTO PERCEPTIVO DE HABLANTES: UN EXPERIMENTO CON VOCES CLONADAS ARTIFICIALMENTE Y CON VOCES DE GEMELOS IDÉNTICOS

Eugenia San Segundo[1], Mark Gibson[2]

[1] Phonetics Laboratory, CSIC
{eugenia.sansegundo@csic.es}
[2] Universidad de Navarra, Speech Laboratory
{mgibson@unav.es}

Resumen

En este estudio diseñamos un experimento de percepción de elección forzada múltiple (igual/diferente) con Praat utilizando 12 muestras de voz diferentes (3-5 segundos cada una), extraídas de conversaciones espontáneas semidirigidas entre parejas de gemelos. Hay dos muestras de voz diferentes por cada pareja de gemelos, y cada voz también fue clonada artificialmente. El experimento consta de 20 estímulos en 3 tipos de emparejamientos: 8 del mismo hablante, 8 de hablantes diferentes y 4 combinaciones de un hablante con su voz *deepfake*. En total, 30 oyentes participaron en el experimento de percepción en condiciones controladas (mismos auriculares, ordenador y sala silenciosa). Los oyentes eran estudiantes universitarios, hablantes nativos de español peninsular estándar. No sabían que los estímulos incluían voces de gemelos y *deepfakes*. El objetivo de esta investigación fue determinar si los resultados de identificación, así como los tiempos de reacción, dependen del tipo de combinación de estímulos: mismo hablante, diferente hablante o real-*deepfake*.

Palabras clave: *deepfakes*, voz clonada, gemelos, prueba perceptiva

Abstract

We designed a multiple forced choice (same / different) listening experiment with Praat using 12 different voice samples (3-5 seconds long), extracted from semi-directed spontaneous conversations of two pairs of twins. There are two different voice samples per twin member, and each voice was also artificially cloned. The experiment was set up in Praat with 20 stimuli in 3 types of pairings: 8 same-speaker pairings, 8 different-speaker pairings, and 4 combinations of a speaker with his voice deepfake. 30 listeners took part in the perceptual experiment under controlled conditions (same headphones, computer, and silent room). Listeners were college students, native speakers of Standard Peninsular Spanish. They were not informed that the stimuli included twin voices and deepfakes. The objective of this investigation was to determine whether identification results, as well as reaction times, depend on the type of stimuli combination: same-speaker, different-speaker, or real-deepfake combinations.

Keywords: deepfakes, voice cloning, twins, perception test.

PACS nº. 43.71.-k, 43.71.Bp, 43.72.Uv

1 Introducción

A lo largo de los últimos años, diferentes medios han mostrado innumerables ejemplos de *deepfakes* de voz. Nos referimos a voces sintéticas generadas mediante modelos de aprendizaje profundo, que presentan un parecido extremo con las voces reales. De forma más amplia, hablamos de ataques de suplantación de identidad (*spoofing attacks* o *presentation attacks*) para referirnos a ataques destinados específicamente a engañar a un sistema biométrico, por ejemplo, de acceso por voz. La verificación automática del hablante (VAH) tiene como objetivo verificar la identidad de una persona usando su voz. Al igual que otros sistemas biométricos, la VAH es vulnerable a la suplantación de identidad a través de diversos vectores de ataque, incluida la clonación de voz.

La creciente popularidad de las redes neuronales profundas ha hecho que estos *deepfakes* estén cada vez más extendidos. Si bien estos avances tecnológicos pueden aportar enormes beneficios en el ámbito clínico (clonación de voz para pacientes con enfermedades neurodegenativas, por ejemplo) y en diversas aplicaciones tecnológicas, como dotar de características naturales a los asistentes de voz, si caen en las manos equivocadas, estos desarrollos ponen en serio peligro el uso de la voz con fines biométricos en el ámbito de la seguridad informática, así como el uso de muestras de voz como prueba forense en el ámbito legal y judicial (p.ej. a la hora de realizar cotejos de voces) [1-3] . A estas dos amenazas se suma una tercera, de gran relevancia social: el auge de las ciberestafas mediante el procedimiento conocido como *vishing* o fraude por voz; esto es, a través de una llamada telefónica, se suplanta la identidad de una empresa, organización o persona de confianza, con el fin de obtener información personal y sensible de la víctima, incluyendo información financiera. Los casos más paradigmáticos son aquellos en los que la voz de la llamada telefónica es de un parecido extremo con algún familiar de la víctima de la estafa, a la que se urge a que haga un envío de dinero.

Igualmente, los *deepfakes* se utilizan para difamar a figuras públicas (p. ej. políticos) y hacerles emitir mensajes falsos, con el fin de influir en elecciones o en decisiones políticas. Así, cada vez se hace más difícil distinguir las noticias reales de las falsas y, por ello, estamos siendo testigos de una falta de confianza sin precedentes en los medios. Por lo tanto, es de suma importancia implementar una metodología que identifique cómo distinguir qué muestras de voz son *deepfakes* y cuáles son reales. Esto permitirá proteger a los ciudadanos y construir sociedades más justas y seguras (Objetivo 16 de la Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible de Naciones Unidas).

Algunos estudios recientes examinan el estado de la cuestión en detección de ataques de suplantación de voz. Por ejemplo, en [4] se revisaron 172 artículos publicados entre 2015 y 2021 con el objetivo de analizar sistemáticamente el estado actual de las investigaciones en detección de ataques de suplantación de voz, proporcionando una taxonomía útil de los tipos de ataques que podemos identificar y los problemas que todos ellos comparten, además de resaltar direcciones futuras de trabajo en este ámbito. Por su parte, [5], en un estudio más reciente, aportan una revisión exhaustiva, en la que se señalan las diferencias clave entre los distintos tipos de *deepfakes* de voz, se describen y analizan conjuntos de datos disponibles, características acústicas analizadas, así como tipos de clasificaciones y métricas de evaluación, junto con una descripción de los enfoques metodológicos de última generación. Para cada aspecto se discuten las técnicas básicas, los últimos desarrollos y los principales desafíos. Además, estos autores realizan una comparación unificada de características y clasificadores representativos en los distintos conjuntos de datos para la detección de *deepfakes* de audio. Su estudio muestra que las investigaciones futuras deberían abordar la falta de conjuntos de datos a gran escala, la mala generalización de los métodos de detección existentes para ataques falsos de naturaleza desconocida, así como la interpretabilidad de los resultados de la detección.

Con todo, escasean los estudios que investiguen las capacidades humanas para detectar *deepfakes*. Resumimos a continuación los principales resultados de las investigaciones más recientes que hemos encontrado. El estudio de [6] parte de la idea de que conocer cómo identifican *deepfakes* los humanos puede conducir a una mejor comprensión del funcionamiento de los sistemas de aprendizaje automático que detectan *deepfakes* y que funcionan como cajas negras, por estar basados en redes neuronales profundas. Los autores de este reciente estudio ([6]) diseñan dos condiciones experimentales. Por un lado, presentan a un grupo de oyentes un audio y les preguntan si consideran que el audio es falso (esto es, un *deepfake*). Por otro lado, presentan a otro grupo de oyentes pares de audios que contienen la misma voz (una es la voz natural, también llamada *bona fide*, y otra sintética) y les piden que identifiquen la voz sintética. Además, este estudio se llevó a cabo con grabaciones en dos lenguas: inglés y mandarín, con el fin de observar si los oyentes utilizan características específicas de la lengua para detectar *deepfakes* y para investigar si la tarea es más fácil en una lengua que en otra. Por último, este estudio incorpora en algunos test una fase de familiarización con ejemplos de voces sintéticas para comprobar hasta qué punto este tipo de intervención aumenta el porcentaje de aciertos. En términos generales, los resultados de este estudio muestran que los humanos podemos detectar *deepfakes* perceptivamente, pero no de forma consistente o fiable. Los participantes de este estudio identificaron correctamente los *deepfakes* un 73 % del tiempo. Otros resultados y conclusiones interesantes de la investigación descrita en [6] son:

- No existe diferencia entre la capacidad de detección de *deepfakes* de voz en inglés y la capacidad de detección de *deepfakes* cuando estos se presentan en mandarín.
- Familiarizar a los oyentes con ejemplos de *deepfakes* mejora su capacidad de detección, pero solo ligeramente.
- En los audios más cortos no es más fácil identificar *deepfakes*.
- Escuchar los estímulos más veces no favorece la detección de *deepfakes*.
- Pasar más tiempo realizando el experimento perceptivo no afecta a los resultados.
- Los participantes que clasificaron correctamente los estímulos *bona fine* mencionan que se fijaron en las pausas, el tono y la entonación. Sin embargo, los participantes que categorizaron incorrectamente los estímulos *bona fide* como falsos también se refirieron a esos mismos atributos como pistas que les ayudaron a decidir.
- Los participantes tienden a confiar en su intuición para tomar sus decisiones perceptivas, refiriéndose a la naturalidad y el timbre robótico de los audios. Más allá de la intuición, los participantes en inglés y mandarín también hacen referencia a las pausas, la entonación, la pronunciación y la velocidad.
- En cuanto a las diferencias entre idiomas, hubo más referencias a la respiración por parte de los participantes de habla inglesa. Por el contrario, los participantes que hablaban mandarín mencionaron la cadencia del hablante, el espacio entre palabras y la fluidez. Estas diferencias, según los autores [6], podrían deberse a las diferencias rítmicas entre las dos lenguas.

Además de los resultados del reciente estudio llevado a cabo por [6], que acabamos de resumir, nuestra revisión bibliográfica sobre percepción de *deepfakes* revela lo siguiente:

- Existen muy pocos estudios que examinen la capacidad humana de detectar *deepfakes* [7,8,9]
- De los estudios existentes, la mayoría se centran en *deepfakes* de imágenes o de vídeo (estímulos multimodales), pero no de voz [10, 11].
- Algunos estudios previos apuntan a que en los audios más cortos es más fácil detectar los *deepfakes* de voz [7], a diferencia de los resultados de [6].
- Otros estudios han encontrado que la diferencia entre la precisión humana y la de un sistema de inteligencia artificial para detectar *deepfakes* es del 10 % [9].

2 Método

2.1 Hablantes

Se eligió a dos parejas de gemelos varones idénticos (es decir, monocigóticos) del Corpus de Gemelos descrito en [12] (hablantes monolingües de la variedad de español peninsular estándar). Se establecieron dos criterios principales para seleccionar a las dos parejas de gemelos del corpus: (i) edad similar (20 y 28 años cada pareja) y (ii) distancia euclidiana (DE) similar entre cada hablante y su gemelo. Las DE se habían calculado en un estudio previo [13] y están basadas en la evaluación perceptiva de su cualidad de voz mediante una versión simplificada del Análisis del Perfil Vocal (*Vocal Profile Analysis, VPA*) [14]. Las dos parejas de gemelos elegidas presentan, por tanto, un *Similarity Matching Coefficient* de 0.8, de un máximo posible de 1. Esto quiere decir que se asemejan perceptivamente en 8 de 10 ajustes articulatorios posibles del VPA simplificado descrito en [15].

2.2 Estímulos

El test perceptivo consta de 20 estímulos. Para ello se utilizaron 12 muestras de voz diferentes (3-5 segundos cada una), extraídas de conversaciones espontáneas semidirigidas entre parejas de gemelos, que fueron seleccionados con los criterios que explicamos en el apartado 2.1. Hay dos muestras de voz diferentes por cada pareja de gemelos, y cada voz también fue clonada artificialmente. Los 20 estímulos que conforman el test se obtienen de 3 tipos de emparejamientos de voces: 8 del mismo hablante, 8 de hablantes diferentes y 4 combinaciones de un hablante con su voz *deepfake*.

En lo que respecta al contenido de las grabaciones y al estilo de habla, se trata de fragmentos de conversaciones espontáneas semidirigidas que entabló individualmente cada gemelo con el Autor 1 [16]. El interlocutor es una variable controlada, lo que resulta en el mismo tipo de estilo de habla en todas las conversaciones. Todas las frases son enunciados declarativos de diversos temas neutros.

2.3 Oyentes

En el test perceptivo participaron 30 hablantes nativos de español (rango de edad 18-39). Todos ellos son estudiantes o empleados de la Universidad de Navarra. Ninguno presentaba dificultades auditivas**.**

2.4 Diseño del experimento perceptivo

Se diseñó en Praat [17] un experimento de elección forzada múltiple con 20 emparejamientos de estímulos, que se presentaron a los oyentes en orden aleatorio. Los oyentes debían indicar cada vez si las voces eran las mismas o diferentes. A los participantes no se les informó en ningún momento de que los estímulos incluían voces de gemelos o *deepfakes*. La prueba se realizó en un PC ubicado en una habitación silenciosa. Los oyentes realizaron la prueba con auriculares. El tiempo de reacción (tiempo que tarda cada oyente en tomar una decisión) se midió desde el final del segundo estímulo. La duración de la prueba fue aproximadamente de 10 minutos.

2.5 Análisis estadístico (test de percepción)

Para el test de percepción consideramos dos variables de respuesta: *precisión* (que mide aciertos en las respuestas; dos niveles: correcto e incorrecto) y el tiempo de reacción (el tiempo que va desde). *Condición* (tres niveles: M=mismo hablante, D=distinto hablante, MF=*deepfake*) y *estímulo* (11

combinaciones de hablantes * dos gemelos = 22) eran los predictores principales, aunque también modelamos sexo biológico del participante y otros datos personales que pudieran tener un efecto en las respuestas de los participantes, como el origen del hablante. Para modelar la *precisión* utilizamos modelos mixtos lineales generalizados (en adelante, GLMM) con el paquete "lme4" [18] en RStudio [19]. Se empleó esta clase de modelo estadístico por el carácter binario de la variable de respuesta (correcto o incorrecto). Codificamos "participante" como efecto aleatorio, ya que esperamos variación entre los participantes que no está relacionada con el predictor. La máxima verosimilitud $\chi 2$ está basada en la desviación estadística para determinar significación.

Ya que el tiempo de reacción es una variable continua, utilizamos modelos lineales de efectos mixtos con el paquete "lme4" en RStudio. De nuevo, el predictor principal de este modelo es *condición* (tres niveles: M=mismo hablante, D=distinto hablante, MF=*deepfake*).

3 Resultados

En cuanto a la variable de respuesta *precisión,* que compara la cantidad de aciertos (han respondido 'misma persona' cuando los dos audios eran de la misma persona, y han respondido 'distinta persona' cuando los audios eran de distintas personas), solo ha habido un efecto de *condición* para la condición M (respuesta de 'misma persona') (N=660, p<0.001, véase la Tabla 1). Para D (respuesta de 'distinta persona') y DF (respuesta de 'misma' persona cuando una de las voces era de un *deepfake*) los resultados son parecidos, lo cual indica la ausencia de sistematicidad en las respuestas en función de la condición/estímulo. Estos resultados muestran que los participantes eran capaces de identificar mejor a los mismos hablantes (acierto superior para identificar en M cuando eran las mismas personas), pero entre los *mismatch* con el gemelo real y el *deepfake*, no ha habido ningún efecto (véase la Tabla 1). En cuanto a los estímulos individuales, no ha habido ningún efecto de la variable *precisión* con un estímulo (o un tipo de estímulo) en concreto (véase la Tabla 2).

Tabla 1 - Resumen de los parámetros de regresión estimada del predictor *condición*: *Estimate, standard error (SE), z-ratio y valor p*

Condición	Estimate	*SE*	*z-ratio*	*p*
Intercept (D)	-0.10	0.32	-0.32	0.75
M	-2.10	0.61	-3.41	<0.001
MF	-0.52	0.57	-0.92	0.36

Nota. Niveles de significancia. * p < .05, ** p < .01, *** p < .001

Tabla 2 - Resumen de los parámetros de regresión estimada del predictor *estímulo*: *Estimate, standard error (SE), z-ratio y valor p.* Los estímulos que contienen un *deepfake* están sombreados en gris.

Estímulo	Estimate	Std. Error	z value	p
stimulus01Aa,01Af	0.98	1.44	0.68	0.49
stimulus01Aa,01Ba	0	1.29	0	1
stimulus01Ab,01Aa	-37.19	30	0	1
stimulus01Ab,01Bb	54.61	30	0	1
stimulus01Ba,01Aa	0	1.29	0	1
stimulus01Ba,01Bb	-30.19	27	0	1
stimulus01Ba,01Bf	0.98	1.44	0.68	0.49
stimulus01Bb,01Bf	-9.80	0	-0.680	0.497
stimulus01Bb,01Ab	1.79	1.44	1.24	0.21
stimulus01Bb,01Ba	-0.29	1.60	-0.18	0.86
stimulus02Aa,02Ab	-33.05	11	0	1
stimulus02Aa,02Ba	-0.98	1.44	-0.68	0.49
stimulus02Ab,02Aa	-28.44	10	0	1
stimulus02Ab,02Af	0.98	1.44	0.68	0.49
stimulus02Ab,02Bb	0	1.29	0	1
stimulus02Ba,02Aa	-0.98	1.4	-0.68	0.49
stimulus02Ba,02Bb	0.69	1.5	0.47	0.64
stimulus02Bb,02Ba	-30.76	37	0	1

Nota. Niveles de significancia. * p < .05, ** p < .01, *** p < .001

La Tabla 1 resume los parámetros de regresión estimada del predictor *condición*, mientras que los resultados para *estímulo* aparecen en la Tabla 2: *Estimate, standard error (SE), z-ratio y valor p.*

A nivel general, los participantes no mostraron mucha dificultad en el test de percepción. Un 70 % de las respuestas (N=462) son correctas. De este 70 %, hubo más aciertos cuando las voces pertenecían al mismo hablante: 51.4 % del 70 % total (N=237). En cuanto a la capacidad de discernir entre voces distintas, el 30 % (N=138) contestó acertadamente 'distinto hablante' cuando las voces eran de dos hablantes distintos. Los que contestaron correctamente 'distinto hablante' cuando los estímulos eran *deepfakes* constituyen el restante 19 % de los aciertos.

En cuanto a las respuestas incorrectas, es decir, cuando los participantes respondieron 'mismo hablante' cuando los estímulos eran de dos hablantes distintos o viceversa, el 63.3 % (N=125) eran para la condición 'distinto hablante', seguido por la condición *deepfake* (17.5 %), y por 'mismo hablante' (13 %).

El conjunto de estos resultados indica que, por lo general, los participantes podían percibir cuándo los estímulos eran del mismo hablante y cuándo eran de hablantes distintos. Presentaron más dificultad a la hora de discernir si eran distintos hablantes que mismo hablante. No existe mucha sistematicidad en cuanto a la detección de los *deepfakes*. Hubo más respuestas correctas (es decir, respondieron más veces que eran hablantes distintos que hablantes diferentes), pero la diferencia no es significativa estadísticamente.

En cuanto a los tiempos de reacción, los resultados de nuestros modelos lineales de efectos mixtos muestran un efecto principal para el predictor *condición* ($\chi 2$ [8.41, N = 660] = 18.42, p = 0.015), pero no ha habido ningún efecto en cuanto al *estímulo* ($\chi 2$ [.001, N = 660] = 0.001, p = 0.99).

Los participantes presentaron tiempos de reacción parecidos cuando los estímulos eran del mismo hablante (M=8.28 s., sd=1.66 s.) y de hablantes distintos (M=8.72 s., sd=1.52 s.). Sin embargo, cuando los participantes escucharon estímulos en los que una de las voces era un *deepfake*, el tiempo de reacción medio aumentó de manera significativa (M= 9.8 s., sd= 3 s.).

4 Discusión y conclusiones

El hecho de que los participantes presenten tiempos de reacción parecidos cuando los estímulos son voces naturales, tanto del mismo hablante como de hablantes distintos, mientras que el tiempo de reacción medio aumenta significativamente cuando uno de los estímulos es un *deepfake*, podría indicar que existe un esfuerzo cognitivo mayor cuando el oyente se enfrenta a una voz sintética.

Por otro lado, es ampliamente conocido que el procesamiento de voces familiares y de voces no familiares es diferente. En el modelo de reconocimiento de voces familiares propuesto por Lavner et al. [20], las voces familiares se representan en términos de su desviación acústica de un prototipo de voz. Este prototipo se describe como un promedio de todas las voces que ha encontrado un oyente en su vida. Cada vez que escucha una voz, se calculan las características que se desvían del prototipo y el resultado de esta extracción de características se compara con patrones de referencia existentes o representaciones de voces conocidas. Si la distancia entre las características que se desvían de la voz percibida y el patrón de referencia es suficientemente pequeña, se reconocerá la voz como perteneciente a una persona familiar concreta. En este modelo no se especifica el funcionamiento de la percepción de voces no familiares. Aunque el modelo incluye un bucle para indicar que las voces percibidas que no se ajustan a un patrón de referencia inicial se comparan iterativamente con otros patrones de referencia,

(presumiblemente hasta que se encuentra la voz coincidente y se reconoce la voz familiar), no se propone realmente ningún mecanismo para explicar cómo se procesan como desconocidas las voces verdaderamente desconocidas. En un estudio reciente, Lavan y McGettigan [21] repasan otros modelos existentes [22, 23] y presentan una propuesta más amplia, en la que los oyentes tienen un objetivo perceptivo común de percibir a quién están escuchando, tanto si la voz les resulta familiar o desconocida. Se trata del modelo de Percepción de Personas a partir de Voces (PPV), que establece que los oyentes logran este objetivo a través de un mecanismo común de reconocimiento de una persona familiar, un personaje o un conjunto de características del hablante. Su modelo tiene como objetivo proporcionar una explicación más completa de cómo los oyentes perciben a la persona que están escuchando, utilizando un enfoque que incorpora aspectos de los marcos jerárquicos y mecanismos basados en prototipos propuestos dentro de los modelos anteriores de reconocimiento de voces.

Generalmente, los estudios que se centran en voces familiares y no familiares no han incluido *deepfakes* en sus trabajos. Por voces familiares, autores como los citados anteriormente [20 - 23], se refieren a voces de amigos, familiares, pareja, etc. Una voz no familiar sería aquella que escuchamos por primera vez; esto es, la voz de un extraño. En el experimento que hemos diseñado para esta investigación, obviamente todas las voces (las naturales y las artificiales) entrarían dentro de la etiqueta de voces "no familiares" para nuestros oyentes. Sin embargo, se sabe poco del procesamiento neuronal de las voces sintéticas. Los resultados obtenidos para la variable tiempo de reacción en esta investigación apuntan, por un lado, a la necesidad de realizar más investigaciones desde una perspectiva neurológica, con el fin de explorar de qué manera procesamos las voces falsas. Esto incluye enfoques científicos que hasta ahora no se habían explorado. Por ejemplo, en el ámbito de los *deepfakes* de imágenes, Li et al. [24] midieron los movimientos oculares de varios sujetos para determinar qué miraban y durante cuánto tiempo cuando se exponían a *deepfakes* y a imágenes reales, y encontraron que la forma en la que los ojos se mueven en un caso y en otro es diferente.

Tanto los resultados de [24] en el ámbito de los *deepfakes* de imagen como nuestros resultados sobre tiempo de reacción con *deepfakes* de voz parecen apuntar a un procesamiento distinto de los estímulos falsos frente a los naturales, lo que abre la puerta a que el ser humano sea capaz de detectar este tipo de material audiovisual manipulado. Pese a los avances tecnológicos y al alto grado de naturalidad que presentan los *deepfakes* hoy en día, todavía existe algo, por sutil que sea, que hace que reaccionemos de forma distinta cuando lo que percibimos con nuestros sentidos no es humano.

En estudios futuros, y en la línea de [6], analizaremos las respuestas cualitativas de los participantes de nuestro test perceptivo para conocer en qué aspectos de las voces se fijaron estos para tomar sus decisiones en este experimento. Por ejemplo, en el estudio que describimos ampliamente en la introducción ([6]), se mencionan pausas, tono y entonación. Sin embargo, su estudio se realizó con voces en inglés y en mandarín. Sería interesante averiguar cuáles son las claves acústicas que utilizan los oyentes en español, particularmente en un caso tan desafiante como este, que incluye los extremos de la similitud humana (voces de gemelos idénticos). Igualmente, analizaremos acústicamente los estímulos —naturales y sintéticos— utilizados en este experimento para evaluar comparativamente las características acústicas de unos y otros.

Fuentes de financiación

Proyecto PID2021-124995OA-I00 financiado por MICIU/AEI /10.13039/501100011033 y por FEDER, UE.

Referencias

[1] Brewster, T. (2021). Fraudsters Cloned Company Director's Voice in $35 Million Bank Heist, Police Find. *Forbes Magazine*. https://www.forbes.com/sites/thomasbrewster/2021/10/14/huge-bank-frauduses-deep-fake-voice-tech-to-steal-millions/?sh=75dd610b7559

[2] Chivers, T. (2019). What do we do about deepfake video? *The Guardian.* https://www.theguardian.com/technology/2019/jun/23/whatdo-we-do-about-deepfake-video-ai-facebook

[3] San Segundo, E. (2024). Profundizando en los *deepfakes*: ¿Qué hace humana a una voz? *Anuario AC/E 2024 de Cultura Digital* (pp. 28-41), Acción Cultural Española (AC/E).

[4] Tan, C.B., Hijazi, M.H.A., Khamis, N., Zainol, Z., Coenen, F., & Gani, A. (2021). A survey on presentation attack detection for automatic speaker verification systems: State-of-the-art, taxonomy, issues and future direction. *Multimedia Tools and Applications 80* (21), 32725–32762.

[5] Yi, J., Wang, C., Tao, J., Zhang, X., Zhang, C. Y., & Zhao, Y. (2023). Audio deepfake detection: A survey. *arXiv preprint arXiv:2308.14970.*

[6] Mai, KT., Bray, S., Davies, T., & Griffin, LD. (2023). Warning: Humans cannot reliably detect speech deepfakes. *PLoS ONE 18*(8): e0285333.

[7] Watson, G., Khanjani, Z., & Janeja, VP. (2021). Audio Deepfake Perceptions in College Going Populations. *arXiv preprint arXiv:211203351*.

[8] Wang, X., Yamagishi, J., Todisco, M., Delgado, H., Nautsch, A., Evans, N., et al. (2020). ASVspoof 2019: A large-scale public database of synthesized, converted and replayed speech. *Computer Speech & Language*, *64*:101114.

[9] Müller, NM., Pizzi, K., & Williams, J. (2022). Human perception of audio deepfakes. In: *Proceedings of the 1st International Workshop on Deepfake Detection for Audio Multimedi*a; pp. 85–91.

[10] Groh, M., Epstein, Z., Firestone, C., & Picard, R. (2021). Deepfake detection by human crowds, machines, and machine-informed crowds. *Proceedings of the National Academy of Sciences, 119*(1): e2110013119.

[11] Tahir, R., Batool, B., Jamshed, H., Jameel, M., Anwar, M., Ahmed, F., et al. (2021). Seeing is believing: Exploring perceptual differences in deepfake videos. In: *Proceedings of the 2021 CHI Conference on Human Factors in Computing Systems*, pp. 1-16.

[12] San Segundo, E. (2013). A phonetic corpus of Spanish male twins and siblings: Corpus design and forensic application. *Procedia - Social Behav. Sci.*, 95, 59-67.

[13] San Segundo, E., Foulkes, P., Hughes, V. (2016). Holistic perception of voice quality matters more than L1 when judging speaker similarity in short stimuli. In *Proceedings of the 16th Australasian Conference on Speech Science and Technology* (pp. 309-312).

[14] Laver, J. (1980). The Phonetic Description of Voice Quality, Cambridge University Press.

[15] San Segundo, E., & Mompean, J. A. (2017). A simplified vocal profile analysis protocol for the assessment of voice quality and speaker similarity. *Journal of Voice, 31(*5), 644-e11.

[16] San Segundo, E. (2014). *Forensic speaker comparison of Spanish twins and non-twin siblings. A phonetic-acoustic analysis of formant trajectories in vocalic sequences, glottal source parameters and cepstral characteristics.* Doctoral Dissertation, Consejo Superior de Investigaciones Científicas & Universidad Internacional Menéndez Pelayo.

[17] Boersma, P., & Weenink, D. (2012). *Praat: doing phonetics by computer* [Computer software] (Version 5.3.79).

[18] Bates, D., Mächler, M., Bolker, B., & Walker, S. (2015). Fitting linear mixed-effects models using lme4. Version 1.1.29. *Journal of Statistical Software*, 67, 1, 1−48. https://doi.org/10.18637/jss.v067.i01

[19] R Core Team (2022). R: A language and environment for statistical computing. R Foundation for Statistical Computing, Vienna, Austria. https://www.R-project.org/.
[20] Lavner, Y., Rosenhouse, J. & Gath, I. (2001). The prototype model in speaker identification by human listeners. *Int. J. Speech Technol. 4*, 63–74.
[21] Lavan, N., & McGettigan, C. (2023). A model for person perception from familiar and unfamiliar voices. *Commun Psychol 1*, 1.
[22] Belin, P., Bestelmeyer, P. E. G., Latinus, M. & Watson, R. (2011). Understanding voice perception. *Br. J. Psychol.* 102, 711–725.
[23] Belin, P., Fecteau, S. & Bédard, C. (2004). Thinking the voice: neural correlates of voice perception. *Trends Cogn. Sci.* 8, 129–135.
[24] M. Li, B. Liu, Y. Hu & Wang, Y. (2021). Exposing Deepfake Videos by Tracking Eye Movements, *25th International Conference on Pattern Recognition (ICPR)*, Milan, Italy, 2021, pp. 5184-5189.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

DEEPFAKES FRENTE A VOCES DE GEMELOS IDÉNTICOS: UN ANÁLISIS ACÚSTICO PRELIMINAR

Eugenia San Segundo[1], Jonathan Delgado[2]

[1] Phonetics Laboratory, CSIC
{eugenia.sansegundo@csic.es}
[2] University of La Laguna
{extjdelgado@ull.edu.es}

Resumen
En este estudio preliminar, se eligió a dos parejas de gemelos varones idénticos (esto es, monocigóticos) de un corpus más amplio. Se establecieron dos criterios para seleccionarlos: (i) edad similar y (ii) distancia euclidiana similar entre cada hablante y su gemelo. Se analizaron acústicamente 12 muestras de voz, de unos 3-5 segundos de duración cada una, extraídas de conversaciones espontáneas semidirigidas. Las muestras analizadas comprenden dos muestras de voz natural por cada gemelo y otra muestra consistente en una voz clonada artificialmente con una herramienta comercial de clonación de voz mediante inteligencia artificial. Se analizaron con PRAAT un total de 21 parámetros acústicos relacionados con la cualidad de voz. Los resultados preliminares muestran diferencias en el rendimiento de los parámetros acústicos, así como diferencias entre las parejas de gemelos.

Palabras clave: *deepfakes*, voz clonada, gemelos, análisis acústico

Abstract
In this preliminary study, we chose two pairs of identical (i.e. monozygotic, MZ) male twins from a larger corpus. Two main criteria were established in order to select the two most similar-sounding twin pairs from the corpus: (i) similar age and (ii) similar Euclidean distance between each speaker and his twin. We analyzed acoustically 12 voice samples, around 3-5 seconds long each, extracted from semi directed spontaneous conversations. There were two samples per twin member and a further voice sample consisting of an artificially cloned voice using a commercial AI voice cloning tool. A total of 21 acoustic parameters related to voice quality were analyzed using PRAAT. Preliminary results show parameter-dependent as well as twin-dependent differences.

Keywords: deepfakes, voice cloning, twins, acoustic analysis.

PACS nº.43.72.Ar, 43.72.Uv

1 Introducción

¿Las voces artificiales son ya indistinguibles de las voces humanas? Comprobar empíricamente qué hay de cierto en esta frase es lo que ha movido a algunos investigadores recientemente a comparar voces generadas por inteligencia artificial (IA) y voces humanas, con el objetivo de averiguar si existe algún parámetro vocal que nos permita distinguir fehacientemente voces reales de falsas. Ofrecer una respuesta científica a este tipo de preguntas es de gran relevancia social, ya que en los últimos años se han utilizado

voces similares a las humanas pero generadas por IA —esto es, *deepfakes* de voz— en diversos delitos [1-3].

Un *deepfake* es una voz sintética (generada a partir de modelos de aprendizaje profundo) que presenta un parecido extremo con una voz real y, por tanto, se puede usar para clonar voces y suplantar la identidad de un hablante. Los sistemas de biometría vocal son vulnerables a este tipo de ataques de suplantación de identidad (en inglés *spoofing attacks*). Estos desarrollos tecnológicos también ponen en serio peligro el uso de las grabaciones como prueba forense en el ámbito legal, por la dificultad de distinguir una voz real de un *deepfake*. Igualmente, los *deepfakes* se están utilizando para difamar a figuras públicas y hacerles emitir mensajes falsos, con el fin de influir en elecciones o en decisiones políticas. Así, cada vez se hace más difícil distinguir las noticias reales de las falsas y, por ello, existe una falta de confianza sin precedentes en los medios. Por tanto, es de suma importancia implementar una metodología que identifique cómo distinguir qué muestras de voz son *deepfakes*.

De lo expuesto hasta aquí se desprende que el uso indebido de los avances en IA está desencadenando un cambio de paradigma importante en una disciplina lingüística concreta: la fonética forense. Se trata de una subdisciplina de la lingüística que se ocupa de la aplicación de los conocimientos fonéticos a cualquier tipo de problema jurídico que implique grabaciones de voz o análisis de voz, desde el diseño de ruedas de reconocimiento de voz hasta los cotejos de voces, es decir, la comparación de una voz desconocida, perteneciente a un delincuente, con una o varias voces conocidas, pertenecientes a uno o varios sospechosos [4, 5]. Hasta ahora, los principales desafíos a los que se enfrentaban los fonetistas forenses eran la corta duración de las grabaciones de voz en algunos peritajes o a la degradación de la calidad de estas, debida al ruido de fondo o al propio canal de transmisión, entre otros factores [6, 7]. El mayor problema hoy en día ha pasado a ser si una grabación dubitada es real (es decir, producida por un humano) o ha sido generada artificialmente. Con todo, no está claro qué parámetros de voz deben analizar los expertos para responder a esta pregunta.

En cuanto a la elección de características vocales para la detección de un *deepfake*, los estudios experimentales realizados por diversos fonetistas hasta ahora presentan algunas limitaciones: o bien se trata de estudios demasiado preliminares, por ejemplo, estudios de caso (es decir, se analiza la voz de un único hablante, tanto su voz natural original, como su contraparte generada por IA [8]), o bien nos encontramos con estudios que exploran únicamente un tipo muy específico de parámetros, cuya elección se justifica porque se supone que funcionan adecuadamente para distinguir a hablantes distintos. Es decir, se conoce su rendimiento en un cotejo forense típico, que compara voces humanas [9]. Sin embargo, que un parámetro sea útil para distinguir dos voces humanas no quiere decir que sea útil también para distinguir una voz humana de una voz artificial. De ahí que sean necesarias nuevas investigaciones acústicas sobre esta cuestión.

Algunos estudios recientes examinan el estado de la cuestión en detección de ataques de suplantación de voz, que es el nombre que se utiliza en la literatura centrada en los sistemas de verificación automática de voz para referirse al tipo de ataques lanzados por un sujeto malintencionado para hacerse pasar ilegalmente por una persona autorizada en un sistema de reconocimiento de voz. Por ejemplo, en [10] se revisaron 172 artículos publicados entre 2015 y 2021 con el objetivo de analizar sistemáticamente el estado actual de las investigaciones en detección de ataques de suplantación de voz, proporcionando una taxonomía útil de los tipos de ataques que podemos identificar y los problemas que todos ellos comparten, además de resaltar direcciones futuras de trabajo en este ámbito. Por su parte, [11], en un estudio más reciente, aportan una revisión exhaustiva, en la que se señalan las diferencias clave entre los distintos tipos de *deepfakes* de voz, se describen y analizan conjuntos de datos disponibles, características acústicas analizadas, así como tipos de clasificaciones y métricas de evaluación, junto con una descripción de los enfoques metodológicos de última generación. Para cada aspecto, se discuten

las técnicas básicas, los últimos desarrollos y los principales desafíos. Además, estos autores realizan una comparación unificada de características y clasificadores representativos en los distintos conjuntos de datos para la detección de *deepfakes* de audio. Su estudio muestra que las investigaciones futuras deberían abordar la falta de conjuntos de datos a gran escala, la mala generalización de los métodos de detección existentes para ataques falsos de naturaleza desconocida, así como la interpretabilidad de los resultados de la detección.

Reconociendo la importancia de las revisiones de parámetros y métodos ya existentes, el objetivo de nuestro estudio es otro: se trata de comparar las características acústicas de la cualidad de voz de dos parejas de gemelos con las características acústicas de los *deepfakes* de sus propias voces. Como explicaremos en el siguiente apartado, con ese fin hemos extraído diversos parámetros acústicos que no se encuentran exactamente entre los parámetros descritos por [10] y [11], aunque algunos de los que usamos hacen referencia a la frecuencia fundamental, que los autores anteriores clasificarían como parámetros prosódicos.

2 Método

2.1 Participantes

Se eligió a dos parejas de gemelos varones idénticos (es decir, monocigóticos) del Corpus de Gemelos descrito en [12] (hablantes monolingües de la variedad de español peninsular estándar). Se establecieron dos criterios principales para seleccionar a las dos parejas de gemelos del corpus: (i) edad similar (20 y 28 años cada pareja) y (ii) distancia euclidiana similar entre cada hablante y su gemelo. Las distancias euclidianas se calcularon en un estudio previo [13] y están basadas en la evaluación perceptiva de su cualidad de voz mediante una versión simplificada del Análisis del Perfil Vocal (*Vocal Profile Analysis, VPA*) [14]. Las dos parejas de gemelos elegidas presentan un *Similarity Matching Coefficient* de 0.8, de un máximo posible de 1. Esto quiere decir que se asemejan perceptivamente en 8 de 10 ajustes articulatorios del VPA.

2.2 Muestras de voz y análisis acústico

Se analizaron acústicamente 12 muestras de voz, de unos 3-5 segundos de duración cada una. Las dos muestras de voz natural por cada gemelo (un total de 8 muestras) se extrajeron de conversaciones espontáneas semidirigidas. Se generó artificialmente otra muestra de voz para cada par de gemelos mediante una herramienta comercial de clonación de voz por IA desarrollada por la empresa *ElevenLabs*. En concreto, se utilizó la aplicación *Speech Synthesis* (*Text to Speech generation*). A partir de un breve audio de entrenamiento y un texto, se genera una voz artificial que suena como la voz de entrenamiento reproduciendo exactamente el texto proporcionado. En general, se trata de frases declarativas, de distinta duración, que cada hablante había dicho realmente en la conversación espontánea; por ejemplo: “Por parte de mi padre son siete hermanos” o “Hacía un poco de aire y simplemente fue un tramo de cinco metros”.

Se analizaron con Praat un total de 21 parámetros acústicos relacionados con la cualidad de la voz. Se calculó: (i) la pendiente del LTAS (*LTAS slope*) y el Apha Ratio de cada muestra de voz y (ii) con los segmentos vocales de cada producción se calcularon: la frecuencia fundamental (F0), así como, la variabilidad (F0DS) y la pendiente media de la F0 (F0 *mean slope*), cinco parámetros de perturbación de la F0 (jitter local, jitter absoluto, RAP, APQ5, DDP), seis parámetros de perturbación de la amplitud de la F0 (shimmer local, shimmer absoluto, APQ3, APQ5, APQ11, DDA), tres parámetros relacionados

con el ruido aditivo en la señal de voz (HNR, CPPS, GNE), y los parámetros espectrales LTAS *slope* y Alpha Ratio. Los segmentos vocales de cada frase se extrajeron utilizando un script de Praat para la detección y extracción de segmentos vocales en el habla continua [15].

3 Resultados

En primer lugar, se realizó un análisis descriptivo donde se muestran los valores (media y desviación estándar) de las diferentes medidas acústicas en cada par de gemelos (par de gemelos 1= 1A y 1B; par de gemelos 2= 2A y 2B) en dos momentos (a = producción 1 y b = producción 2). Para estudiar las diferencias entre producciones reales y falsas se realizaron comparaciones no paramétricas con el estadístico U de Mann-Whitney con todos los parámetros acústicos. El análisis estadístico se realizó con el programa jamovi [16].

3.1 Frecuencia fundamental

En la tabla 1 se muestran los resultados descriptivos intrasujeto e intragemelo de los parámetros relacionados con la F0. En relación con la F0, se observa una pequeña variabilidad intrasujeto e intragemelo. La F0DS presenta una mayor variabilidad intragemelo en el par de gemelos 2. En el par de gemelos 1 se observa mayor variabilidad intrasujeto en la F0 *mean slope* en uno de los hermanos, así como una mayor variabilidad intragemelo.

Tabla 1 – Datos descriptivos: media (desv. estándar) de los parámetros relacionados con la F0

Condición	Muestra	F0	F0DS	F0 *mean slope*
Intrasujeto	1Aa vs. 1Ab	104.92 (4.36)	8.08 (1.56)	163.25 (14.23)
	1Ba vs. 1Bb	92.79 (3.94)	9.96 (0.69)	222.28 (57.31)
	2Aa vs. 2Ab	119.60 (4.22)	10.79 (5.21)	275.91 (19.52)
	2Ba vs. 2Bb	124.54 (5.27)	20.25 (0.74)	233.47 (17.88)
Intragemelo	1A vs. 1B	98.85 (7.78)	9.02 (1.46)	192.76 (48.20)
	2A vs. 2B	122.07 (4.83)	15.52 (6.24)	254.69 (28.87)

En las comparaciones entre producciones reales y falsas, se observa valores más bajos de F0 y F0 *mean slope*, así como una mayor variabilidad en las producciones reales (véase la figura 1). Los resultados de las comparaciones no paramétricas entre las producciones reales y las falsas no muestran diferencias significativas (véase la tabla 2).

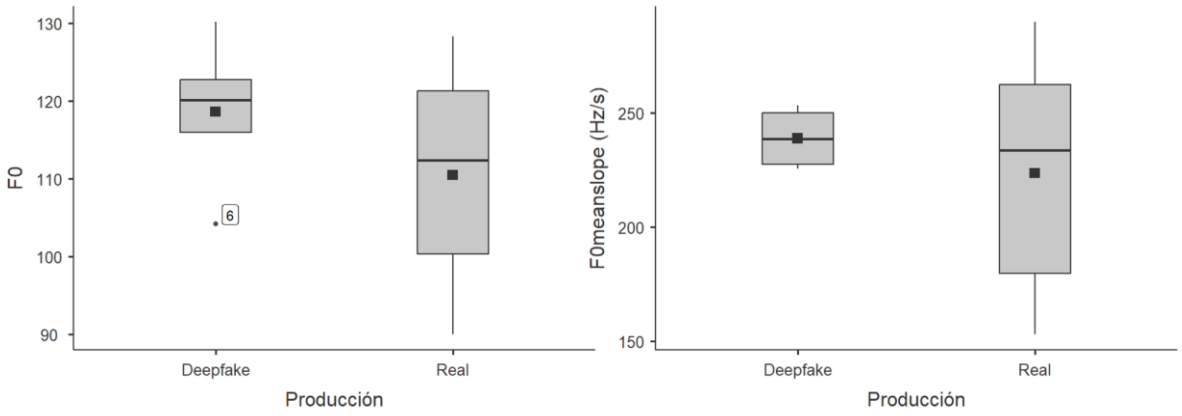


Figura 1 – Comparación de los valores de la F0 y F0 *mean slope* entre voces reales y falsas

Tabla 2 – Comparaciones no paramétricas entre las producciones reales (n=8) y las falsas (n=4) en los parámetros de la F0

Parámetros	Grupo	Media (DE)	U	p
F0 (Hz)	Real	110.5 (13.78)	11	0.461
	Falsa	118.6 (10.74)		
F0DS (Hz)	Real	12.3 (5.45)	14	0.808
	Falsa	11.7 (4.55)		
F0 mean slope (Hz/s)	Real	223.7 (49.49)	14	0.808
	Falsa	238.9 (14.15)		

3.2 Parámetros de perturbación de la frecuencia

En la tabla 3 se muestran los resultados descriptivos de la variabilidad intrasujeto e intragemelo de los parámetros relacionados con la perturbación de la frecuencia. Ambos pares de gemelos tienen a un integrante con baja variabilidad intersujeto y el otro con una alta variabilidad intrasujeto en todos los parámetros de perturbación de la frecuencia, así como una variabilidad intragemelo alta.

Aunque no se encontraron diferencias significativas entre las producciones reales y las falsas (véase la tabla 4), se observan valores más bajos en las producciones reales respecto a las producciones falsas en todos los parámetros excepto en el jitter absoluto.

Tabla 3 – Datos descriptivos: media (desv. estándar) de los parámetros relacionados con la perturbación de la frecuencia

Condición	Muestra	Jitt local	Jitt abs	RAP	APQ5	DDP
Intrasujeto	1Aa vs. 1Ab	1.74 (0.06)	166.81 (12.60)	0.65 (0.13)	0.81 (0.13)	1.96 (0.40)
	1Ba vs. 1Bb	2.91 (0.87)	268.71 (40.85)	1.41 (0.54)	1.45 (0.52)	4.25 (1.61)
	2Aa vs. 2Ab	3.03 (0.87)	253.13 (64.32)	1.39 (0.46)	1.79 (0.64)	4.18 (1.40)
	2Ba vs. 2Bb	8.71 (0.04)	108.61 (11.41)	8.03 (0.04)	8.21 (0.00)	9.10 (0.11)
Intragemelo	1A vs. 1B	2.32 (0.84)	217.76 (63.79)	1.03 (0.54)	1.13 (0.48)	3.11 (1.63)
	2A vs. 2B	2.71 (0.62)	223.64 (80.81)	1.21 (0.33)	1.61 (0.42)	3.65 (1.01)

Tabla 4 – Comparaciones no paramétricas entre las producciones reales (n=8) y las falsas (n=4) en los parámetros de la perturbación de la frecuencia

Parámetros	*Grupo*	*Media (DE)*	*U*	*p*
Jitter local (%)	Real	2.52 (0.71)	16	1.00
	Falsa	2.64 (0.50)		
Jitter abs (**μ**s)	Real	233.20 (79.42)	16	1.00
	Falsa	227.75 (65.55)		
RAP (%)	Real	1.13 (0.43)	14.5	0.86
	Falsa	1.23 (2.27)		
APQ5 (%)	Real	1.37 (0.49)	11	0.46
	Falsa	1.57 (0.28)		
DDP (%)	Real	3.38 (1.29)	15	0.93
	Falsa	3.69 (0.82)		

3.3 Parámetros de perturbación de la amplitud

En la tabla 5 se muestran los resultados descriptivos de la variación intrasujeto e intragemelo de los parámetros relacionados con la perturbación de la amplitud. Se observa en los dos pares de gemelos una baja variabilidad intrasujeto e intergemelo en todos los parámetros.

Tabla 5 – Datos descriptivos: media (desv. estándar) de los parámetros relacionados con la perturbación de la amplitud de la F0

Condición	Muestra	Shim local	Shim abs	PPQ3	PPQ5	PPQ11	DDA
Intrasujeto	1Aa vs. 1Ab	5.72 (1.04)	0.59 (0.09)	2.08 (0.38)	3.30 (0.53)	5.86 (1.23)	6.27 (1.16)
	1Ba vs. 1Bb	7.26 (0.67)	0.65 (0.02)	2.64 (0.50)	3.85 (0.62)	6.51 (0.76)	7.94 (1.52)
	2Aa vs. 2Ab	10.43 (2.77)	0.96 (0.28)	4.32 (0.88)	5.99 (1.37)	9.15 (1.40)	12.99 (2.64)
	2Ba vs. 2Bb	13.38 (2.25)	8.02 (0.14)	9.45 (0.98)	10.85 (1.95)	13.95 (3.67)	13.37 (2.94)
Intragemelo	1A vs. 1B	6.49 (1.14)	0.62 (0.06)	2.36 (0.48)	3.57 (0.56)	6.18 (0.91)	7.11 (1.46)
	2A vs. 2B	10.30 (2.06)	0.95 (0.18)	3.77 (0.99)	5.65 (1.43)	9.72 (2.36)	11.32 (2.98)

Las comparaciones entre producciones reales y falsas muestran valores más bajos en todos los parámetros de perturbación de la amplitud en las producciones reales (véase la figura 2) aunque las diferencias encontradas no son significativas (véase la tabla 6).

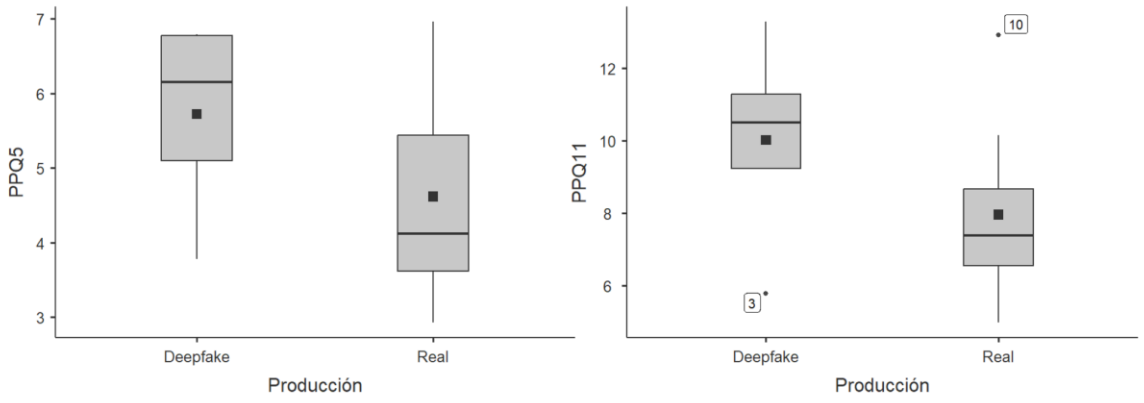


Figura 2 – Comparación de los valores del PPQ5 y PPQ11 entre voces reales y falsas

Tabla 6 – Comparaciones no paramétricas entre las producciones reales (n=8) y las falsas (n=4) en los parámetros de la perturbación de la amplitud

Parámetros	Grupo	Media (DE)	*U*	*p*
Shimmer local (%)	Real	8.39 (2.55)	11	0.461
	Falsa	9.70 (1.64)		
Shimmer abs (dB)	Real	0.78 (0.22)	12.5	0.610
	Falsa	0.85 (0.91)		
PPQ3 (%)	Real	3.06 (1.04)	10	0.368
	Falsa	3.60 (0.66)		
PPQ5 (%)	Real	4.61 (1.50)	9	0.283
	Falsa	5.72 (1.41)		
PPQ11 (%)	Real	7.95 (7.37)	9	0.283
	Falsa	10.01 (10.50)		
DDA (%)	Real	9.21 (3.13)	10	0.368
	Falsa	10.80 (1.99)		

3.4 Parámetros relacionados con el ruido aditivo en la voz

En la tabla 7 se pueden observar los resultados descriptivos intrasujeto e intragemelo de los parámetros relacionados con el ruido aditivo en la voz. Tanto la variabilidad intrasujeto como intragemelo es baja en los tres parámetros estudiados. Se encontraron valores más altos de HNR, pero valores más bajos, así como mayor variabilidad de CPPS y GNE en las producciones reales (véase la figura 3), aunque las diferencias no son significativas (véase la tabla 8).

Tabla 7 – Datos descriptivos: media (desv. estándar) de los parámetros relacionados con el ruido aditivo

Condición	Muestra	HNR	CPPS	GNE
Intrasujeto	1Aa vs. 1Ab	17.34 (0.29)	14.87 (0.38)	0.9 (0.01)
	1Ba vs. 1Bb	13.02 (0.70)	13.04 (0.44)	0.93 (0.00)
	2Aa vs. 2Ab	11.16 (1.73)	10.35 (0.21)	0.83 (0.00)
	2Ba vs. 2Bb	12.86 (2.47)	12.92 (1.46)	0.85 (0.00)
Intragemelo	1A vs. 1B	15.18 (2.52)	13.96 (1.11)	0.91 (0.02)
	2A vs. 2B	11.81 (1.89)	11.12 (1.22)	0.84 (0.01)

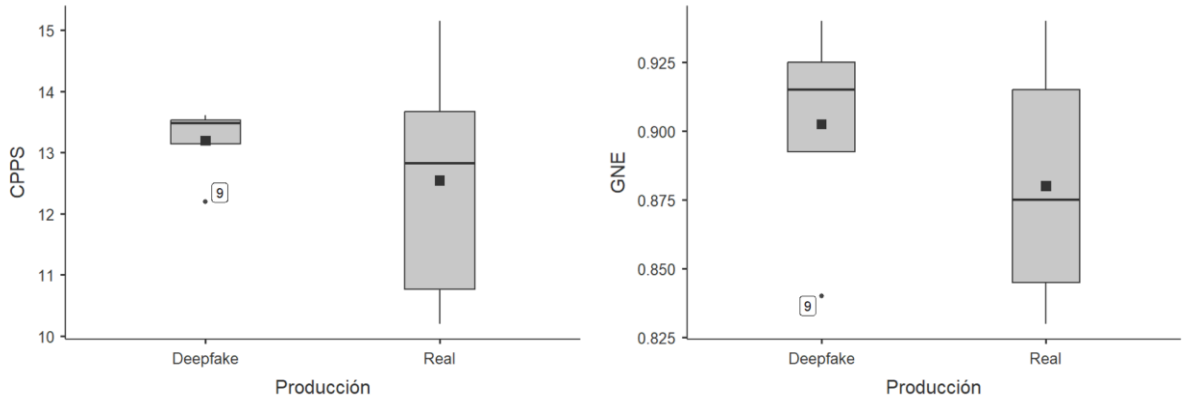


Figura 3 – Comparación de los valores de la CPPS y el GNE entre voces reales y falsas

Tabla 8 – Comparaciones no paramétricas entre las producciones reales (n=8) y las falsas (n=4) en el HNR, CPPS y GNE

Parámetros	Grupo	Media (DE)	*U*	*p*
HNR (dB)	Real	23.50 (2.74)	13	0.683
	Falsa	12.70 (0.69)		
CPPS(dB)	Real	12.54 (1.86)	11	0.461
	Falsa	13.19 (0.66)		
GNE	Real	0.88 (0.04)	11	0.442
	Falsa	0.90 (0.04)		

3.5 Parámetros espectrales

En la tabla 9 se muestran los resultados descriptivos de la variación intrasujeto e intragemelo de los parámetros espectrales. Se obtuvieron el LTAS slope y Alpha Ratio a partir de la muestra sin editar y tras extraer los segmentos vocales (LTAS *slope*-V y Alpha Ratio-V). Se observa una baja variabilidad intersujeto e intragemelo en todos los parámetros espectrales. Los valores de LTAS *slope* y Alpha Ratio presentan valores más bajos y menor variabilidad en las producciones reales, aunque estas diferencias no son estadísticamente significativas (véase la tabla 10).

Tabla 9 – Datos descriptivos: media (desv. estándar) de los parámetros espectrales

Condición	Muestra	LTAS slope	Alpha Ratio	LTAS slope-V	Alpha Ratio-V
Intrasujeto	1Aa vs. 1Ab	-25.79 (1.66)	-22.54 (1.64)	-26.13 (1.75)	-22.64 (1.74)
	1Ba vs. 1Bb	-22.78 (0.04)	-19.41 (0.09)	-22.88 (0.30)	-19.39 (0.31)
	2Aa vs. 2Ab	-25.67 (0.41)	-22.21 (0.41)	-25.92 (0.69)	-22.43 (0.69)
	2Ba vs. 2Bb	-22.11 (0.14)	-18.66 (26.39)	-22.24 (0.05)	-18.73 (0.05)
Intragemelo	1A vs. 1B	-24.28 (1.98)	-20.97 (2.04)	-24.50 (2.13)	-22.01 (2.14)
	2A vs. 2B	-23.89 (2.07)	-20.44 (2.06)	-24.08 (2.16)	-20.58 (2.17)

Tabla 10 – Comparaciones no paramétricas entre las producciones reales (n=8) y las falsas (n=4) en los parámetros espectrales

Parámetros	Grupo	Media (DE)	*U*	*p*
LTAS (Hz)	Real	-24.1 (1.89)	10	0.831
	Falsa	-23.7 (3.89)		
Alpha Ratio (Hz)	Real	-20.7 (1.92)	10	0.810
	Falsa	-20.3 (3.92)		
LTAS (parte vocálica) (Hz)	Real	-24.3 (2)	10	0.772
	Falsa	-23.8 (4)		
Alpha Ratio (parte vocálica) (Hz)	Real	-20.8 (2.01)	10	0.773
	Falsa	-20.3 (4.01)		

4 Discusión y conclusiones

El objetivo de este estudio preliminar ha sido comparar las características acústicas de la cualidad de voz de dos parejas de gemelos con las características acústicas de los *deepfakes* de sus propias voces. Para ello, se eligió a dos parejas de gemelos varones idénticos (monocigóticos) particularmente similares, de entre las voces recogidas para el Corpus de Gemelos descrito en [12]. Esta selección se justifica por el hecho de que no necesariamente todos los gemelos idénticos se parecen en todas sus características vocales [17]. Se eligió a la pareja A y B de gemelos por presentar un alto grado de parecido en la mayoría de sus ajustes articulatorios de cualidad de voz, analizada perceptivamente en estudios previos [14]. Se ha pretendido así que las comparaciones estadísticas entre voces reales y voces falsas que presentamos en el estudio (véase el apartado 3: Resultados), a partir del análisis de 21 parámetros acústicos, estuvieran basadas en los casos más extremos de parecido vocal en los seres humanos.

Los resultados se han dividido en cinco apartados en función del tipo de parámetros analizados: (i) parámetros relacionados con la F0, (ii) parámetros de perturbación de la frecuencia, (iii) parámetros de perturbación de la amplitud, (iv) parámetros relacionados con el ruido aditivo en la voz, y (v) parámetros espectrales. Para todos estos grupos de parámetros se ha analizado la variabilidad intrasujeto y la variabilidad intragemelo, por un lado (véanse las tablas 1, 3, 5, 7 y 9), y se han realizado comparaciones no paramétricas entre las producciones reales y las falsas (véanse las tablas 2, 4, 6, 8 y 10), por otro lado.

El análisis descriptivo de la variación intrasujeto e intragemelo (voces reales) revela que para la mayoría de los parámetros existe variabilidad intragemelar (que puede darse en las dos parejas de gemelos o solo en una), así como variabilidad intrasujeto. Esto hace que los gráficos de dispersión de las figuras 1-3 (que comparan voces reales con *deepfakes*) muestren que, para todos los parámetros, existe mayor dispersión siempre en las voces reales frente a los *deepfakes*. Estas diferencias son más pronunciadas en el grupo de parámetros relacionados con la F0 y menos pronunciadas en el grupo de parámetros relacionados con la perturbación de la amplitud. También observamos que, para todos los parámetros analizados, los valores son siempre más bajos en los *deepfakes* que en las voces reales, sin que en ningún caso estas diferencias sean estadísticamente significativas. A falta de una explicación para el hecho de que los valores sean sistemáticamente menores en las voces clonadas que en las naturales, sí encontramos pertinente destacar el hecho de que las voces humanas presentan variabilidad intrasujeto e intragemelar; se trata de una variación intra e interlocutor que está ausente en las voces artificiales y que podría ser un factor interesante a considerar en los cotejos de voces para explicar qué hace humana a una voz.

En cuanto a las limitaciones del estudio, la pequeña muestra de voces gemelares ha impedido realizar otro tipo de análisis estadísticos. En estudios futuros, cada voz de un gemelo podría compararse con su propio gemelo y con su *deepfake* para responder hasta qué punto un *deepfake* puede considerarse la voz más parecida a la voz de una persona y si es comparable a la similitud existente entre las voces de gemelos idénticos.

Finalmente, en la línea de [11], destacamos que es necesario mejorar la interpretabilidad de los resultados de la detección de *deepfakes*. Puesto que la mayoría de los detectores están basados en redes neuronales, no es fácil explicar qué parámetros de voz están detrás de esas redes neuronales profundas. Los resultados de nuestra investigación, aunque preliminares, pueden ayudar a arrojar cierta luz sobre cómo se distribuyen los distintos parámetros de voz cuando analizamos una voz natural y una voz falsa.

Fuentes de financiación

Proyecto PID2021-124995OA-I00 financiado por MICIU/AEI /10.13039/501100011033 y por FEDER, UE.

Referencias

[1] Brewster, T. (2021). Fraudsters Cloned Company Director's Voice in $35 Million Bank Heist, Police Find. *Forbes Magazine.* https://www.forbes.com/sites/thomasbrewster/2021/10/14/huge-bank-frauduses-deep-fake-voice-tech-to-steal-millions/?sh=75dd610b7559

[2] Chivers, T. (2019). What do we do about deepfake video? *The Guardian*. https://www.theguardian.com/technology/2019/jun/23/whatdo-we-do-about-deepfake-video-ai-facebook

[3] San Segundo, E. (2024). Profundizando en los deepfakes: ¿Qué hace humana a una voz? *Anuario AC/E 2024 de Cultura Digital* (pp. 28-41), Acción Cultural Española (AC/E).

[4] Jessen, M. (2008). Forensic phonetics. *Language and linguistics compass*, 2(4), 671-711.

[5] Jessen, M. (2018). Forensic Voice Comparison. En: Visconti, J. (ed.). *Handbook of Communication in the Legal Sphere*. Berlín: De Gruyter Mouton.

[6] Eriksson, A. (2005). Tutorial on forensic speech science. En: *Proc. European Conf. Speech Communication and Technology* (pp. 4-8).

[7] French, P. & Stevens, L. (2013). Forensic speech science. En: Jones, M. J. y Knight, R. A. (eds.). *Bloomsbury companion to Phonetics* (pp. 183-197). Londres: Continuum.

[8] Jiménez-Peña, J., Torres-Castillo, F.A., & Cueva-Sánchez, O. E. (En prensa). Comparación forense de voces: un estudio preliminar sobre las diferencias entre una voz natural y una voz artificial para la investigación judicial. *Revista Oficial del Poder Judicial. Órgano de Investigación de la Corte Suprema de Justicia de la República del Perú*.

[9] Pellegrino, E., Kathiresan, T., Roswandovitz, C., Fruholz, S., & Dellwo, V. (2019). Can prosody be the key to spot fake voices? Acoustic and automatic speaker verification analyses on digital and natural voices, *The 28th Conference of the IAFPA*, Estambul (Turquía), 14-17 julio de 2019.

[10] Tan, C.B., Hijazi, M.H.A., Khamis, N., Zainol, Z., Coenen, F., & Gani, A. (2021). A survey on presentation attack detection for automatic speaker verification systems: State-of-the-art, taxonomy, issues and future direction. *Multimedia Tools and Applications 80* (21), 32725–32762.

[11] Yi, J., Wang, C., Tao, J., Zhang, X., Zhang, C. Y., & Zhao, Y. (2023). Audio deepfake detection: A survey. *arXiv preprint arXiv:2308.14970.*

[12] San Segundo, E. (2013). A phonetic corpus of Spanish male twins and siblings: Corpus design and forensic application. *Procedia - Social Behav. Sci., 95*, 59-67.

[13] San Segundo, E., Foulkes, P., & Hughes, V. (2016). Holistic perception of voice quality matters more than L1 when judging speaker similarity in short stimuli. In *Proceedings of the 16th Australasian Conference on Speech Science and Technology* (pp. 309-312).

[14] Laver, J. (1980). *The Phonetic Description of Voice Quality*, Cambridge University Press.

[15] Maryn, Y., Corthals, P., Van Cauwenberge, P., Roy, N., & De Bodt, M. (2010). Toward improved ecological validity in the acoustic measurement of overall voice quality: combining continuous speech and sustained vowels. *Journal of Voice*, 24(5), 540-555.

[16] The jamovi project (2023). *jamovi*. (Version 2.4) [Computer Software]. Retrieved from https://www.jamovi.org.

[17] San Segundo, E. (2014). *Forensic speaker comparison of Spanish twins and non-twin siblings. A phonetic-acoustic analysis of formant trajectories in vocalic sequences, glottal source parameters and cepstral characteristics.* Doctoral Dissertation, Consejo Superior de Investigaciones Científicas & Universidad Internacional Menéndez Pelayo.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ANÁLISIS TERMINOLÓGICO PARA LA DELIMITACIÓN CONCEPTUAL DE LA ACÚSTICA FORENSE DESDE UNA PERSPECTIVA LINGÜÍSTICA

Mercedes Ramírez Salado[1]

[1] Universidad de Cádiz
Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada
{mercedes.ramirez@uca.es}

Resumen

La acústica forense puede abordarse desde distintas perspectivas, pues, entendida como la rama de la criminalística que se ocupa del esclarecimiento de los delitos relacionados con las muestras sonoras, esta materia abarca de forma directa o indirecta análisis realizados por ingenieros, miembros de las fuerzas y cuerpos de seguridad o lingüistas, ya que en función del elemento sonoro que sea objeto de estudio requeriremos mayor especialización en una u otra área.

En este sentido, esta propuesta pretende exponer el papel de la lingüística y, concretamente, de la lingüística forense en el ámbito de la acústica forense, mediante un análisis terminológico de los conceptos de fonética forense y acústica forense, dado que estos términos presentan un carácter tan transversal que no son pocos los especialistas que encuentran confusiones para su delimitación. Así, esta contribución permitirá comprender, desde una visión abarcadora y heterogénea, el alcance y, sobre todo, los límites de la acústica forense desde cada campo científico.

Palabras clave: lingüística, lingüística forense, terminología, fonética forense, acústica forense.

Abstract

Forensic acoustics can be approached from various perspectives, as it is understood as the branch of forensic science that deals with clarifying crimes related to sound samples. This subject directly or indirectly covers analyses conducted by engineers, police and law enforcement, or linguists, as depending on the kind of sound under analysis, greater specialization in one area or another will be required.

In this sense, this proposal aims to explain the role of linguistics, specifically forensic linguistics, in the field of forensic acoustics, based on a terminological analysis of the concepts forensic phonetics and forensic acoustics. These terms in Spanish have such a cross-disciplinary nature that some experts find confusion in their delimitation. Thus, this contribution will enable to comprehend, from a comprehensive and heterogeneous perspective, the scope, and above all, the limitations of forensic acoustics from each scientific field.

Keywords: Linguistics, Forensic Linguistics, Terminology, Forensic Phonetics, Forensic Acoustics.

PACS nº. 43.72.Uv

1 Introducción

La terminología se presenta como una materia fundamental para contribuir al esclarecimiento de unidades terminológicas que presentan dificultades, como es el caso del término *acústica forense*, el cual, debido a su interdisciplinariedad y amplio alcance, ha sido entendido de distintas formas por los diferentes especialistas que se han acercado a este campo. De este modo, entendemos la terminología, además de como la materia encargada del estudio de los problemas teóricos, metodológicos y prácticos de los lenguajes especializados, como aquella disciplina que se ocupa de la recopilación y análisis de las unidades terminológicas de cualquier área científica o técnica, de la clarificación de dichas unidades y de la elaboración de glosarios y léxicos especializados donde se consignen sus informaciones (cf. Cabré 1993 [1] y 1999 [2]; Guerrero Ramos 1997 [3]; Casas Gómez 2007 [4] o Ramírez Salado, 2020 [5]). Acogiéndonos a esta definición, en esta contribución realizamos un estudio de la unidad terminológica *acústica forense*, para ofrecer una visión completa de la misma y lograr la clarificación de este concepto desde una perspectiva interdisciplinar.

En esta línea, cabe destacar que la preocupación por cuestiones terminológicas no atañe solo a los lingüistas, sino a expertos de otros muchos sectores, por lo que surgen cada vez más trabajos centrados en el estudio de las unidades terminológicas de uno u otro ámbito científico. De hecho, el propio nacimiento de la terminología se suele situar en dominios no lingüísticos, concretamente, en el ámbito de la electrotecnia con el trabajo del ingeniero austríaco Eugen Wüster, quien, en su tesis doctoral defendida en 1931 bajo el título *Internationale Sprachnormung in der Technik, besonders in der Elektrotechnick*, estudió la estandarización lingüística en el campo de la electrotecnia (véase Wüster 1998 [6]). Sin embargo, en la actualidad, la terminología está totalmente integrada en el panorama lingüístico, ocupando un lugar de enorme trascendencia debido, sobre todo, a su carácter transdisciplinar.

Por todo ello, partiendo de una perspectiva lingüística y basándonos en un estudio terminológico, en este trabajo realizamos un análisis de la acústica forense como concepto, ya que este campo de trabajo y las tareas que en él se integran han sido entendidas de distinta manera según el ámbito desde el que se enfoque. Esta situación, que es frecuente en muchas otras ramas de la ciencia, no favorece el intercambio de conocimiento entre expertos ni permite una verdadera interrelación entre áreas científicas, por lo que consideramos que el principal aporte de esta contribución será lograr un acercamiento efectivo y eficaz entre distintos colectivos que trabajan con la acústica para fines forense desde diferentes perspectivas. De forma más específica, debemos señalar que hemos abordado el concepto desde tres sectores, siendo estos el de la lingüística, el de la ingeniería y el policial o criminalístico.

2 Hipótesis y objetivos

Como se puede extraer de lo anterior, este estudio parte de la hipótesis de que el concepto *acústica forense* presenta diferentes usos en función de cuestiones como el área temática o el enfoque desde el que se aborde, pero que, al mismo tiempo, puede delimitarse y clarificarse a través de un análisis terminológico detallado, lo cual permitirá una comprensión más precisa y unificada del término en el ámbito científico y legal, de tal forma que, tras el análisis realizado, pueda mejorarse la comunicación y la aplicabilidad del término.

En lo que respecta a los objetivos, podemos establecer los tres siguientes:

1) Definir el concepto de acústica forense y examinar su alcance en los diferentes contextos.
2) Realizar un análisis del término *acústica forense* para determinar con qué otros conceptos se relaciona.

3) Analizar cómo se interpreta y aplica el término en diferentes disciplinas y proponer un marco integrador que facilite la comunicación interdisciplinar.

Con estos objetivos, el estudio pretende no solo clarificar el concepto de *acústica forense*, sino también contribuir a una mejor comprensión y aplicación del término en diversas disciplinas y contextos profesionales.

3 Metodología

Delimitar conceptualmente y clarificar cualquier unidad terminológica es una tarea que requiere de gran sistematización y de una gran labor documental para lograr la precisión necesaria en contextos especializados, pero esta tarea se complica cuando el objeto de estudio son unidades con un marcado carácter interdisciplinar. En este sentido, es frecuente encontrar estudios terminológicos sobre unidades de una u otra materia, pero son más escasos los trabajos que plantean enfoques interdisciplinares de un término.

Si bien en nuestra contribución no ha sido necesario hacer una extensa selección de unidades de estudio, sí se ha necesitado recurrir a un corpus textual donde se consigne el término, empleando, en este caso, el elaborado por la autora para una investigación previa (cf. Ramírez Salado 2019 [7]). Asimismo, para el análisis del término, ha sido de suma importancia desde el punto de vista metodológico la elección y adaptación de una ficha terminológica o de informaciones, que ha servido de elemento central para la investigación. Este documento se constituye como el eje central del estudio, puesto que sirve de soporte para la recogida y organización de la información sobre los distintos usos del término analizado. En este sentido, debemos tener en cuenta que, como ya indicó Casas Gómez (2006: 28) [8], "son muchos y muy variados –dependiendo a veces de los objetivos que se pretenden obtener con la investigación– los modelos existentes de ficha terminológica", por lo que la elección de uno u otro modelo ha sido una tarea esencial para el correcto desarrollo de este trabajo.

De entre todos los modelos destacan, por su utilidad, frecuencia de uso y relevancia científica, los modelos propuestos por Auger y Rousseau (1977) [9], Dubuc (1992) [10], Cabré (1993) [1] y la estación Terminus desarrollada en el seno del Institut de Lingüística Aplicada de la Universitat Pompeu Fabra (IULA) [11] y Casas Gómez (2022) [12]. Así, hemos optado por trabajar con el modelo propuesto por Casas Gómez (2022) [12], por ser el modelo más reciente y exhaustivo, pues incluye un total de 25 registros informativos y por estar orientado al uso en lugar de al término, lo que nos permite no solo analizar la entrada en cuestión, sino todos los usos que una unidad pueda tener. En la siguiente tabla se puede encontrar la distribución de las informaciones y la descripción de las mismas:

Tabla 1 – Modelo terminográfico Docuterm. Tomado de Casas Gómez (2022) [12]

Término de entrada	
Subíndice	Identificación como uso técnico con el subíndice explicativo correspondiente, que especifique, en cada artículo, el nombre del autor cuyo valor conceptual se utiliza. Así, pese a la pretendida univocidad referencial de la teoría terminológica, se analizan las distintas especializaciones polisémicas y expresiones ambiguas de los tecnicismos lingüísticos.
Categoría lingüística del término	
Fuente del término	Procedencia del término: diccionarios, recopilado en corpus de textos especializados, corpus orales, etc.
Estatus del término	Estandarizado, documentado en diccionarios o textos, propuesto para el especialista o para el traductor, etc.
Variación denominativa	Variantes formales, pero totalmente idénticas en su contenido a la unidad de entrada.

Área(s) temática(s)	
Etimología	Contenido etimológico.
Mecanismo de formación del término	Estos dos últimos registros se incluirán siempre que esta información resulte útil e ilustrativa para explicar el concepto.
Definición	Descripción del contenido correspondiente a la acepción terminológica.
Fuentes doctrinales de la definición	Obra o diccionario en el que se registra.
Nivel de metalengua del uso terminológico	Si el uso terminológico pertenece al metalenguaje general de la disciplina o al metalenguaje específico de una escuela o al del propio investigador.
Contexto representativo de cada uso terminológico	Contexto que no posea simplemente un carácter testimonial en el sentido de que documente solo su presencia en un texto, sino que sea definitorio o metalingüístico y aporte información sobre su contenido o lo explique lingüísticamente como unidad terminológica de la disciplina.
Fuente de cada contexto	Autor y referencia completa de la obra en la que aparece.
Ejemplos en diferentes lenguas	Ejemplos que contribuyan a clarificar los conceptos.
Remisiones a usos sinonímicos o parasinonímicos de carácter terminológico	Relaciones conceptuales de "similitud" establecidas entre los diferentes usos terminológicos.
Remisiones a usos hiperonímicos, hiponímicos o meronímicos de carácter terminológico	Relaciones conceptuales de "inclusión" establecidas entre los diferentes usos terminológicos.
Remisiones a usos antonímicos de carácter terminológico	Relaciones conceptuales de "contraste" establecidas entre los diferentes usos terminológicos.
Establecimiento de coincidencias terminológicas	Equivalentes o correlatos entre los diversos usos metalingüísticos.
Equivalencias en otras lenguas	Indicación de la lengua y establecimiento de un campo para cada una.
Fuentes de estas equivalencias	Establecimiento, igualmente, de un campo para cada una, de acuerdo con la información contenida en algunos diccionarios de lingüística o referencias propias realizadas por algún autor.
Fuentes documentales del término	Diccionarios de lingüística que pueden o no consignar el uso técnico.
Bibliografía recomendada	Referencias bibliográficas para cada uso técnico, con objeto de que el usuario pueda ampliar la información contenida en la ficha.
Observaciones y notas	Para informaciones no previstas que resulten de interés lingüístico o técnico.
Información en la gestión de la base de datos	Autor del documento, código de identificación y fecha de elaboración.

4 El concepto de acústica forense

A partir del modelo de representación terminográfica previamente explicado, se ha llevado a cabo un análisis de la unidad terminológica *acústica forense*, con el fin de delimitar sus usos y clarificarlo conceptualmente, pues, en la actualidad, como ya hemos señalado, en función del ámbito científico en el que nos situemos se concibe de una u otra forma.

De este modo, tras los análisis realizados, hemos observado que, desde el ámbito lingüístico, la acústica forense se identifica con la fonética forense, es decir, se entiende como la rama de la lingüística forense que se ocupa del estudio fonético acústico de la voz en contextos policiales o judiciales; desde el ámbito de la ingeniería acústica se concibe como la utilización de principios y técnicas para evaluar y verificar la autenticidad de grabaciones de audio, mejorar la calidad de las mismas y extraer información relevante

para casos legales y, desde el ámbito policial, como la parte de la criminalística que engloba la aplicación de técnicas desarrolladas por la ingeniería acústica para el esclarecimiento de delitos relacionados con las muestras sonoras, vinculándose con la anterior.

Como se puede extraer de estas definiciones, se trata de un concepto interdisciplinar, que se aplica a varios campos del saber, pero el alcance no es el mismo desde todas las perspectivas, pues, desde la lingüística, se confunde la acústica forense con la fonética forense, debido a que ambas tienen como objeto de estudio la voz humana, pero, en el caso de la acústica, debemos tener en cuenta que solo podemos atender a la información obtenida de la onda sonora, mientras que un análisis fonético tendría en cuenta también factores articulatorios y perceptivos y atendería a cuestiones dialectales, sociolectales e idiolectales, que solo podría tomar en consideración un lingüista. Así pues, podríamos afirmar que la acústica forense, en el marco de la lingüística, se centra en aspectos acústicos para el análisis de la voz y el habla, con el fin de proporcionar evidencias relacionadas con el lenguaje en contextos judiciales.

Por otra parte, la acústica forense, vista desde la perspectiva de la ingeniería acústica, es una especialización que se ocupa del análisis, la interpretación y la aplicación de sonidos y grabaciones de todo tipo en el contexto de investigaciones judiciales, es decir, no se limita a analizar muestras de voz, sino cualquier elemento sonoro (ruidos, características del dispositivo de grabación, etc.). Además, cabe destacar que, cuando un especialista en ingeniería acústica realiza un análisis acústico forense, no toma en consideración aspectos lingüísticos, sino meramente técnicos. De este modo, podemos afirmar que el trabajo conjunto del lingüista forense -concretamente, del fonetista- y del ingeniero acústico llevarían a una mejor comprensión de la acústica forense y, consecuentemente, a unos mejores resultados en sus estudios.

Finalmente, para el ámbito policial, nos encontramos con que la acústica forense no atañe exclusivamente al análisis de muestras, sino también a la recolección de las mismas, pues en este contexto profesional es importante atender a cuestiones como la cadena de custodia, la toma de grabaciones o declaraciones o la corroboración de testimonios, entre otros. Sin embargo, no es fácil encontrar bien delimitado este concepto, pues encontramos afirmaciones como la de Molinero Escapa (2021: 14) [13], quien expone que “en el conjunto de las disciplinas que colaboran con la justicia en el esclarecimiento de un hecho delictivo aportando pruebas o indicios de diferente naturaleza, se encuentra la acústica forense, cuyo objeto de estudio es el sonido y, fundamentalmente, un tipo especial de sonido, la voz”. Con esta declaración, la autora vincula la acústica forense con la voz y, por tanto, próxima a la fonética forense, posicionándose más cerca de la lingüística que de la ingeniería, aunque, más adelante, señala que el laboratorio de Acústica Forense del Cuerpo Nacional de Policía está formado por dos departamentos integrados por personal policial, técnico y facultativo con formación multidisciplinar (filólogos, físicos, técnicos de sonido, psicólogos), por lo que sí parece que desde este sector profesional existe conciencia acerca de la interdisciplinariedad de la materia que nos ocupa.

En resumen, podemos decir que la acústica forense es el punto de encuentro de varios profesionales que tienen en común el estudio del sonido con fines legales y judiciales, pero a partir de diferentes enfoques, puesto que las perspectivas de la lingüística, la ingeniería acústica y la criminalística atienden a diferentes aspectos y utilizan metodologías distintas, tal como se ilustra con la siguiente tabla:

Tabla 2 – Comparación de la acústica forense desde distintas perspectivas.

	Finalidad	**Técnicas**	**Líneas de actuación**
Lingüística	Análisis del habla a partir de muestras de voz.	Estudio fonético y de rasgos paralingüísticos, dialectales y sociolingüísticos.	Reconocimiento de locutores. Ruedas de reconocimiento de voz. Pasaporte vocal. Transcripción técnica. Determinación del contenido de una grabación.

Ingeniería acústica	Análisis técnico y físico de las grabaciones de audio y sonidos de diversa índole.	Procesamiento de señal y localización de sonidos.	Mejora de la calidad de audio. Reducción de ruidos en audio. Detección de ediciones o manipulaciones en las grabaciones. Análisis de ruido para determinar detalles técnicos.
Criminalística	Recolección y análisis de evidencia acústica en investigaciones y procedimientos judiciales.	Recolección, preservación y empleo de grabaciones como evidencia.	Cadena de custodia de grabaciones. Corroboración de testimonios. Cotejo de voces con fines de identificación.

5 Conclusiones

En este trabajo hemos realizado un análisis exhaustivo de la unidad terminológica *acústica forense* desde diferentes perspectivas científicas con el objetivo de delimitar sus usos y clarificar su concepto. Los resultados obtenidos nos muestran que, efectivamente, se trata de un concepto interdisciplinar que involucra a disciplinas tan distintas como la lingüística, la ingeniería acústica y la criminalística. No obstante, también se ha observado que cada una de estas disciplinas aporta una perspectiva única y emplea sus propias técnicas para abordar el estudio del sonido en contextos legales, aunque merece una mención especial el caso de la aplicación policial del concepto, en el que parece aunarse la perspectiva lingüística y acústica, porque en sus laboratorios se incorpora a profesionales de diversas áreas, como pueden ser filólogos, físicos, técnicos de sonido e incluso psicólogos.

En definitiva, los resultados sugieren que la colaboración entre lingüistas forenses, ingenieros acústicos y profesionales policiales es crucial para una mayor comprensión y aplicación de la acústica forense, ya que la integración de conocimientos y técnicas de cada disciplina puede mejorar significativamente la calidad y precisión de los análisis acústicos forenses.

Con todo ello podemos concluir que, a pesar de que la acústica forense se aplica en diversos campos del saber, es necesario clarificar y delimitar su alcance y usos para evitar confusiones. En particular, cuidando la distinción entre acústica forense y fonética forense dentro de la lingüística, y reconociendo que la acústica forense en ingeniería y criminalística posee un enfoque técnico muy específico.

Agradecimientos

Esta contribución se inserta en dos de las líneas de investigación del grupo de investigación Semaínein (HUM 147) y del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada (ILA) de la Universidad de Cádiz, concretamente, en las líneas de terminología y lingüística forense, con especial atención a la rama de fonética forense. Asimismo, se enmarca en el proyecto de investigación titulado "Aplicaciones de la lingüística digital al ámbito de la terminología: la creación de un léxico relacional bilingüe de los usos terminológicos de la semántica léxica" (TerLexWeb), con referencia PID2022-139201OB-I00, del Programa Estatal para Impulsar la Investigación Científico-Técnica y su Transferencia, del Plan Estatal de Investigación Científica, Técnica y de Innovación 2021-2023.

Referencias

[1] Cabré, M. T. (1993). *La terminología. Teoría, metodología, aplicaciones*. Barcelona: Antártida-Empúries.

[2] Cabré, M. T. (1999). *La terminología: representación y comunicación*. Barcelona: Institut Universitari de Lingüística Aplicada.

[3] Guerrero Ramos, G. (1997). ¿Qué es y para qué sirve la terminología? *Actas del II Congreso Nacional de Lingüística General*, Granada, 25 al 27 de marzo, pp. 171-178.

[4] Casas Gómez, M. (2007). El estatus lingüístico de las disciplinas aplicadas de la semántica. *Actas del VI Congreso de Lingüística General*, Santiago de Compostela, 3 al 7 de mayo, pp. 935-952.

[5] Ramírez Salado, M. (2020). Nuevos métodos y herramientas para la enseñanza de la terminografía. *Innovación Docente e Investigación en Arte y Humanidades. Avanzando en el proceso de enseñanza-aprendizaje*, Madrid: Editorial Dykinson, pp. 1093-1101.

[6] Wüster, E. (1998). *Introducción a la teoría general de la terminología y a la lexicografía terminológica*. Barcelona: Institut Universitari de Lingüística Aplicada, Universitat Pompeu Fabra.

[7] Ramírez Salado, M. (2019). *Terminología y lingüística forense: usos terminológicos relacionados con los ámbitos de actuación de la lingüística forense y su interfaz con otras disciplinas*. Tesis doctoral inédita. Cádiz: Universidad de Cádiz.

[8] Casas Gómez, M. (2006). Modelos representativos de documentación terminográfica y su aplicación a la terminología lingüística, *Revista de Lingüística y Lenguas Aplicadas*, 1, pp. 25-36.

[9] Auger, P. y Rousseau, L. J. (1977). *Metodología de la investigación terminológica*. Traducción de Bermúdez, J. Mª y Guerrero Ramos, G. (2002). Málaga: Universidad de Málaga.

[10] Dubuc, R. (1992). *Manuel practique de terminologie*. Quebec: Linguatech.

[11] IULATERM (s.f.). Breves instrucciones para utilizar TERMINUS 2.0, recurso en línea: http://terminus.iula.upf.edu//cgi-bin/terminus2.0/terminus.pl?lInt=Es [fecha de consulta: 20/06/2024].

[12] Casas Gómez, M. (2022). DOCUTERM: modelo de documentación de usos terminológicos, *Revista de Lingüística y Lenguas Aplicadas*, 17, pp. 11-27.

[13] Molinero Escapa, A. (2021). *Aproximación al análisis comparativo de voz artificial mediante un sistema de reconocimiento automático de locutores*. Trabajo de Fin de Máster, Alcalá: Universidad de Alcalá.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PERSPECTIVAS ACTUALES EN EL ANÁLISIS DEL HABLA: ENFOQUES INTERDISCIPLINARIOS DE LA FFT DESDE LA LINGÜÍSTICA PARA LA ACÚSTICA FORENSE

Rocío Pérez Vargas[1]

[1] Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada; Universidad de Cádiz
{e-mail: rocio.perez@uca.es}

Resumen

En el campo de la lingüística forense, la fonética forense se destaca como una rama prominente. Una faceta intrigante de investigación en este ámbito radica en comprender cuánto altera el entorno y las características sociológicas la voz de un hablante. Con el propósito de examinar el habla en diversos entornos acústicos mediante el análisis de la Transformada Rápida de Fourier (FFT), este estudio se estructura en dos etapas distintas: en primer lugar, se lleva a cabo un análisis exhaustivo de la calidad acústica de las cámaras semianecoica y reverberante del Instituto de Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz, así como de un aula ubicada en las instalaciones mencionadas. Posteriormente, mediante el empleo del programa Praat y el software ArtemiS SUITE, se procede al análisis de muestras de voz correspondientes a estudiantes y profesorado universitario grabadas en las tres salas mencionadas previamente, considerando variables sociológicas como el género y la edad.

En cuanto a los resultados anticipados y las conclusiones derivadas, se espera observar que los niveles de ruido ambiental influyen directamente en la claridad acústica de los espacios evaluados, lo cual repercute significativamente en las características de la voz de los usuarios. Asimismo, se prevé confirmar la relevancia de factores sociológicos como el género y la edad en la producción del habla.

Palabras clave: fonética forense, acústica forense, claridad de la voz, ArtemiS SUITE, Praat.

Abstract

In the field of forensic linguistics, forensic phonetics stands out as a prominent branch. An intriguing facet of research in this area lies in understanding how much the environment and sociological characteristics alter a speaker's voice. With the aim of examining speech in various acoustic environments through Fast Fourier Transform (FFT) analysis, this study is structured in two distinct stages: first, a comprehensive analysis of the acoustic quality of the semi-anechoic and reverberant chambers at the Institute of Applied Linguistics at the University of Cádiz, as well as a classroom located in the mentioned facilities, is carried out. Subsequently, using the Praat program and ArtemiS SUITE software, the analysis of voice samples from university students and faculty recorded in the three previously mentioned rooms is conducted, considering sociological variables such as gender and age.

Regarding the anticipated results and derived conclusions, it is expected that ambient noise levels will directly influence the acoustic clarity of the evaluated spaces, significantly affecting the characteristics of the users' voices. Additionally, it is anticipated that the relevance of sociological factors such as gender and age in speech production will be confirmed.

Keywords: forensic phonetics, forensic acoustics, voice clarity, ArtemiS SUITE, Praat.

PACS nº. 43.55.Hy, 43.70.-h, 43.70.Kv.

1 Introducción

La Lingüística Forense es una disciplina aplicada de la Lingüística que actúa como una intersección entre esta ciencia y el derecho con el objetivo de aplicar el conocimiento lingüístico a un entorno social, normalmente legal (Olsson/Luchjenbroers, 2014: 2) [1].

Al analizar el origen de esta disciplina, observamos que sus antecedentes se remontan a la década de 1950, cuando un acontecimiento en la sociedad británica impactó el panorama judicial no solo del Reino Unido, sino del mundo entero: el caso Evans. En este caso, las declaraciones contradictorias de T. Evans ante la policía fueron objeto de análisis por parte del lingüista sueco J. Svartvik (Coulthard, 1994) [2], quien enmarcó los resultados de su investigación dentro de una nueva disciplina lingüística, a la que denominó Lingüística Forense. Aunque se puede situar el surgimiento de la Lingüística Forense en 1968, tras el trabajo de Svartvik, esta disciplina comenzó a adquirir relevancia en la década de 1990, principalmente con la creación en 1991 de la International Association for Forensic Phonetics and Acoustics (IAFPA) y en 1992 de la International Association of Forensic Linguists (IAFL) (Ramírez Salado, 2017: 530) [3]. A partir de ese momento, la Lingüística Forense ha contribuido a varios casos, entre ellos el caso Unabomber, el secuestro de Anabel Segura y el encarcelamiento de Óscar Sánchez.

En un riguroso análisis lexicográfico y conceptual realizado por Ramírez Salado (2017: 530-535) [3] sobre la disciplina de la lingüística forense en su papel como disciplina encargada del estudio del lenguaje probatorio o evidencial, fundamentándose en las investigaciones llevadas a cabo por Gibbons (1999, 2003) [4] [5], Blackwell (2013) [6], Garayzábal, Jiménez y Reigosa (2014) [7], y Coulthard, Johnson y Wright (2017) [8], se identifican los siguientes campos de actuación: fonética forense, análisis de autoría, análisis de plagio, marcas registradas. A estos cuatro campos, debemos añadir la identificación de locutores en relación con la fonética forense y el análisis forense del discurso como ámbito del estudio del lenguaje evidencial, del lenguaje judicial y del lenguaje de la ley.

En relación con el discurso oral, esta disciplina abarca dos campos principales: la fonética forense y la identificación de locutores. La fonética forense, siendo la rama más reconocida y desarrollada dentro de la lingüística forense, se ocupa del análisis de la voz en contextos legales. Esta área comprende diversas tareas, como la elaboración del perfil fonético de un hablante desconocido, la determinación de la autenticidad de una grabación, la interpretación del contenido de una grabación, el diseño y validación de ruedas de reconocimiento, y la comparación forense de hablantes (San Segundo Fernández, 2023: 177-182) [9]. Por otro lado, la identificación de locutores se define como la técnica acústica, fonético-lingüística y/o auditivo-perceptiva encargada de identificar y/o verificar la identidad de un locutor (Delgado Romero, 2005: 116-117) [10]. En la actualidad, la inteligencia artificial y las redes neuronales se emplean en este campo como herramientas fundamentales mediante sistemas automáticos de identificación y verificación de locutores, tales como *SpeechBrain* o *DeepSpeaker*.

Como se puede apreciar en estos dos campos, existe una intersección entre la fonética y la acústica que ya se vislumbraba con la creación de la International Association for Forensic Phonetics and Acoustics (IAFPA). Sin embargo, raramente se han combinado métodos fonéticos y acústicos para llevar a cabo investigaciones en Lingüística Forense. En este contexto, resulta interesante examinar el impacto del ruido ambiental en la voz. De acuerdo con un estudio realizado por Bottalico y Graetzer (2015) [11], los entornos con altos niveles de ruido y situaciones de estrés pueden provocar un incremento en el volumen y la frecuencia fundamental de la voz. Este fenómeno, conocido como el efecto Lombard, se produce debido al esfuerzo adicional que el hablante debe realizar para ser escuchado y comprendido en medio del ruido de fondo. Este efecto implica una adaptación automática del sistema vocal, lo que facilita una mayor inteligibilidad en condiciones acústicamente desafiantes. A partir de esta premisa,

se infiere que, en ambientes más tranquilos, el hablante tiende a reducir tanto el volumen como la frecuencia fundamental de su voz, dado que no necesita realizar un esfuerzo adicional para comunicarse eficazmente.

A raíz de estas premisas, el propósito de esta investigación es analizar la voz en entornos tanto silenciosos como ruidosos, con el fin de identificar las diferencias en la producción del habla. Este estudio pretende observar cómo varían las características vocales en función del nivel de ruido ambiental, proporcionando una comprensión más profunda de los ajustes vocales que los individuos realizan en distintas condiciones acústicas.

2 Metodología

El propósito de esta investigación es examinar las características del habla en tres espacios distintos del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz: una cámara semianecoica, una cámara reverberante y una sala de control. Esta última se asemeja más a la realidad, presentando características espaciales y sonoras en las que un sujeto podría grabarse cometiendo un delito. Con el fin de abordar los factores sociológicos de sexo y edad, se han grabado las voces de seis alumnas y seis alumnos de segundo, tercer y cuarto año del grado de Lingüística y Lenguas Aplicadas de la Universidad de Cádiz, así como las voces de seis profesoras y seis profesores miembros del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la misma universidad.
Una vez recopiladas todas las grabaciones, se procedió a realizar el análisis FFT mediante el software ArtemiS SUITE de Head Acoustics. Además, se llevó a cabo el análisis de la frecuencia fundamental y la intensidad utilizando el software Praat. Este estudio no solo busca identificar las variaciones en la producción vocal en diferentes entornos, sino también entender cómo factores sociológicos y ambientales influyen en dichas variaciones.

3 Resultados y discusión

Comenzando por el análisis FFT, realizado mediante el software ArtemiS SUITE de Head Acoustics, en la cámara semianecoica, tanto las alumnas como las profesoras comienzan su señal entre 20 y 30 dB (véase Figura 1), mientras que los chicos y los profesores comienzan entre 30 y 40 dB (véase Figura 2). En la reverberante, aunque las mujeres, tanto alumnas como profesoras, siguen entre 20 y 30 dB, suelen subir y estar mucho más cerca de 30 dB (véase Figura 3). Los hombres, sin embargo, presentan variaciones: los alumnos presentan la señal de entrada parecida a la cámara semianecoica, sin muchas variaciones, pero los profesores suelen subir y situarse más cerca de los 40 dB (véase Figura 4). Por último, en la sala de control, las alumnas y las profesoras se sitúan más cerca de los 30 dB (véase Figura 5). En los hombres, sin embargo, sucede algo distinto: los alumnos se sitúan entre 30 y 40 dB, más o menos en la mitad, mientras que los profesores se acercan mucho más a los 40 dB (véase Figura 6).

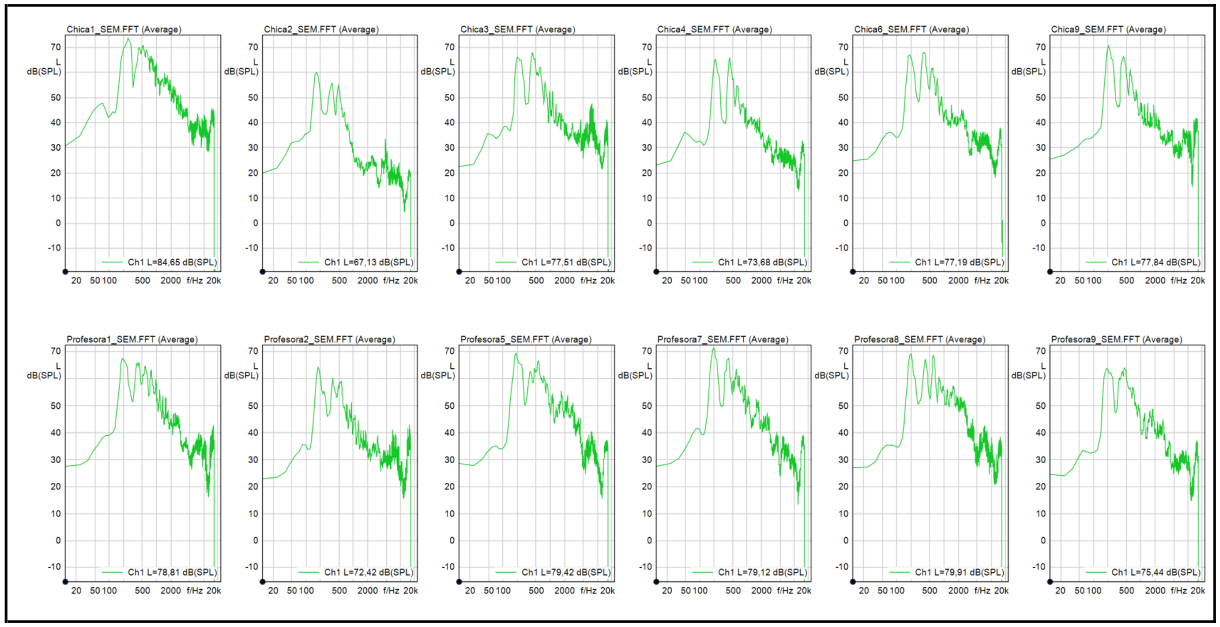


Figura 1 - Gráficas FFT de alumnas y profesoras en cámara semianecoica del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz extraídas de ArtemiS SUITE.

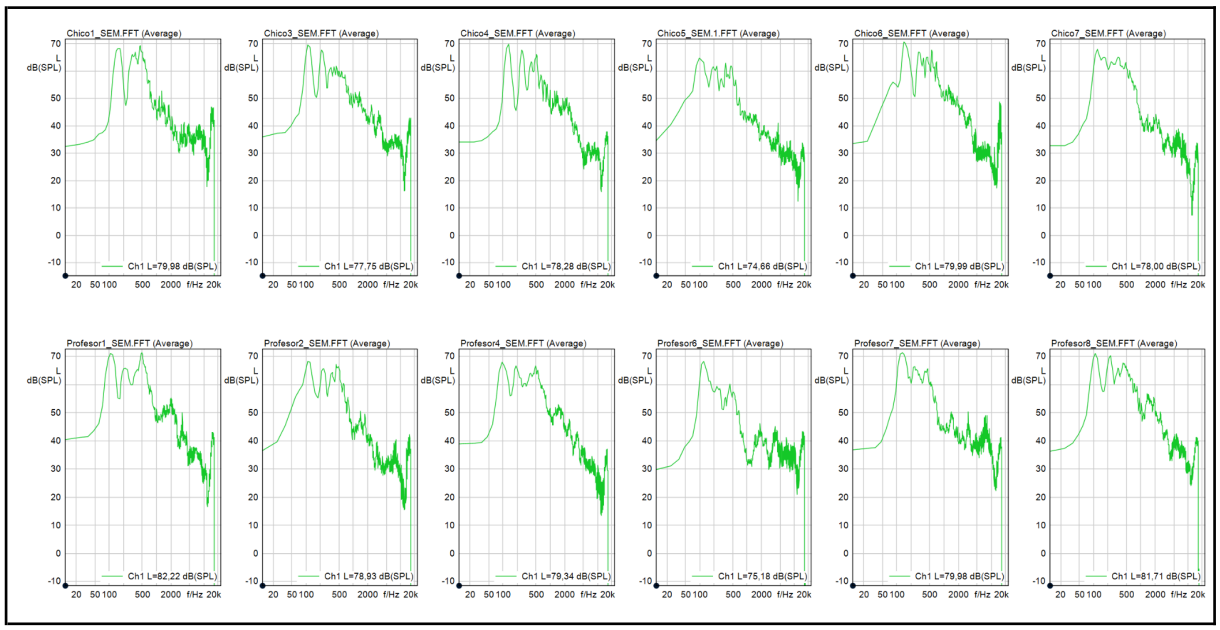


Figura 2 - Gráficas FFT de alumnos y profesores en cámara semianecoica del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz extraídas de ArtemiS SUITE.

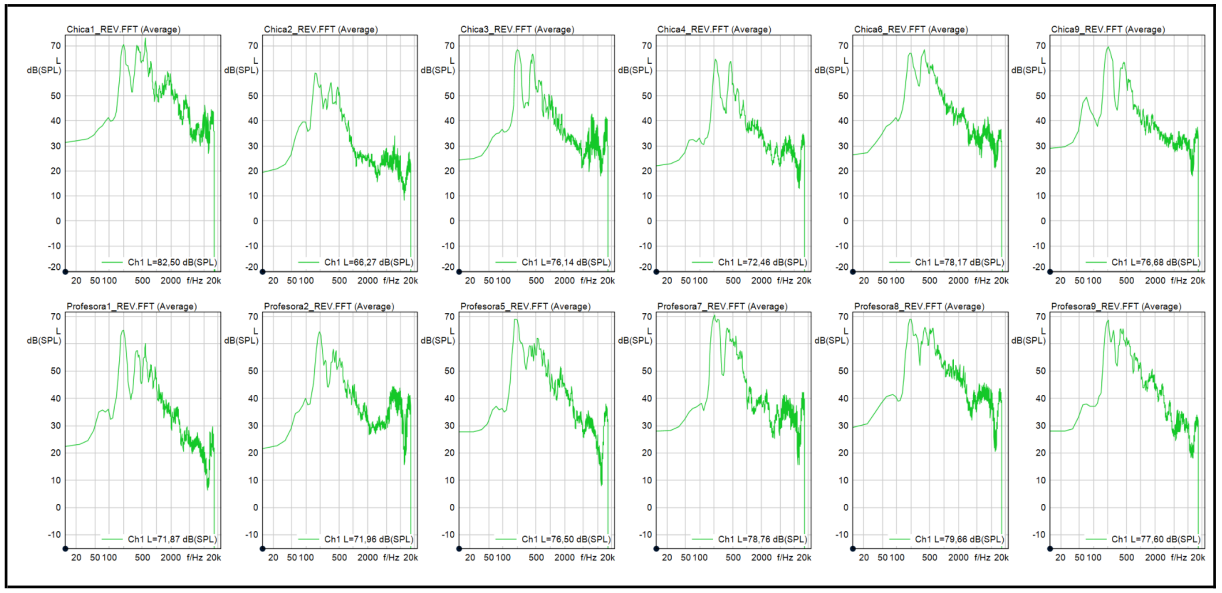


Figura 3 - Gráficas FFT de alumnas y profesoras en cámara reverberante del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz extraídas de ArtemiS SUITE.

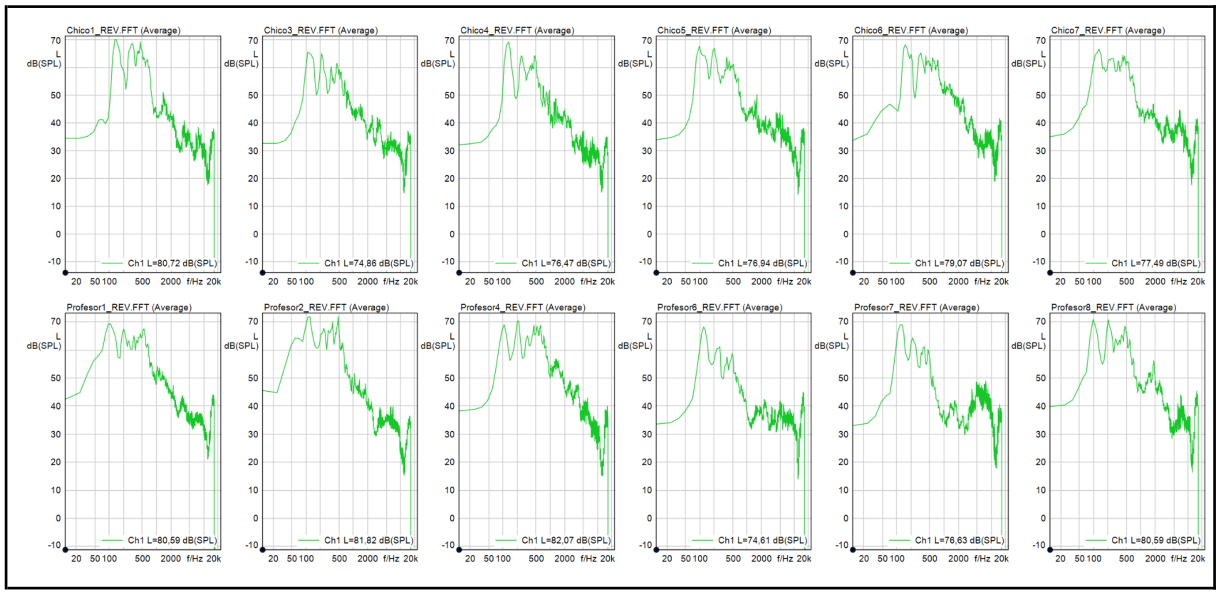


Figura 4 - Gráficas FFT de alumnos y profesores en cámara reverberante del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz extraídas de ArtemiS SUITE.

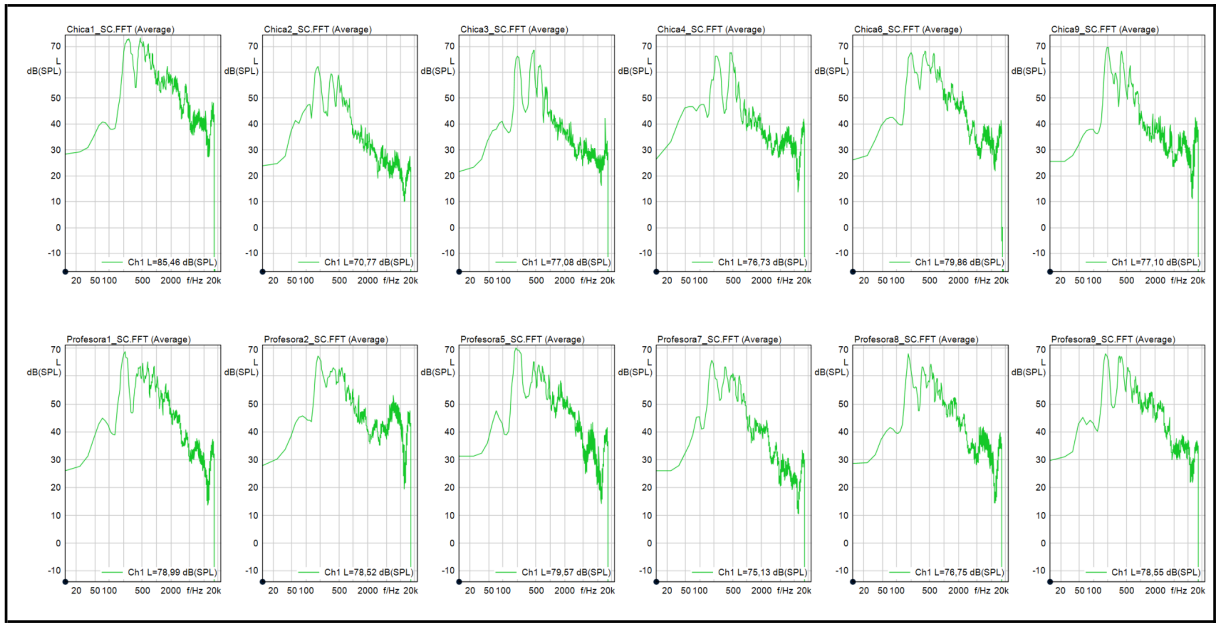


Figura 5 - Gráficas FFT de alumnas y profesoras en sala de control del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz extraídas de ArtemiS SUITE.

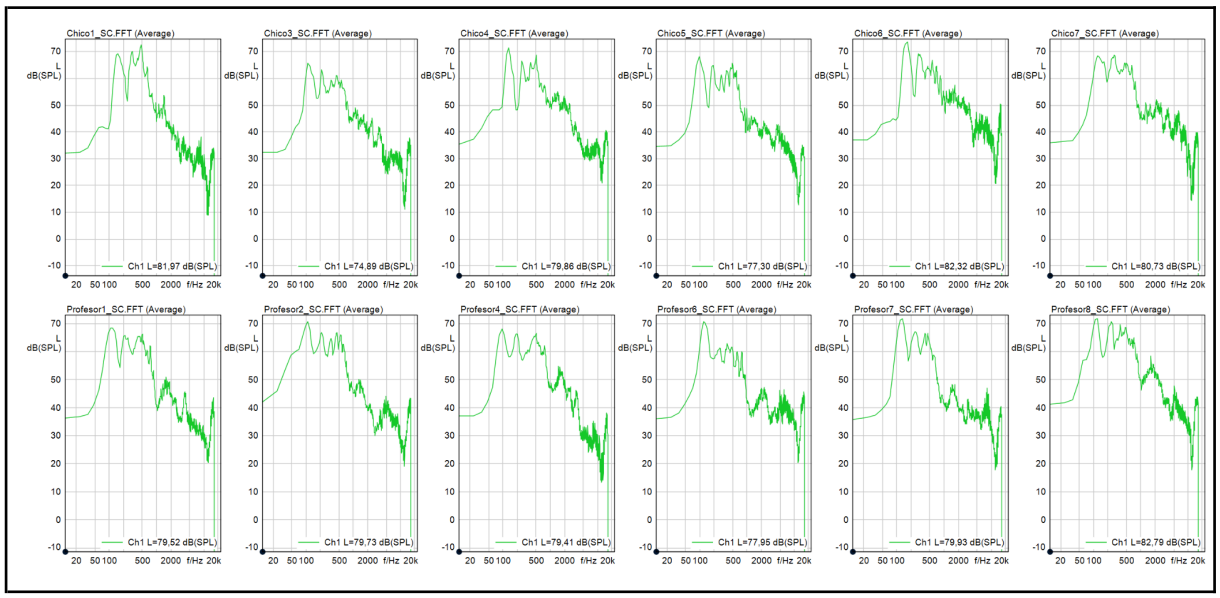


Figura 6 - Gráficas FFT de alumnos y profesores en sala de control del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz extraídas de ArtemiS SUITE.

En lo que respecta al análisis de la frecuencia fundamental y la intensidad de los hablantes en cada cámara, se observa que, en la cámara semianecoica, tanto las alumnas como las profesoras presentan una frecuencia fundamental considerablemente más alta en comparación con los alumnos y profesores. No obstante, los alumnos y profesores muestran una intensidad ligeramente superior a la de las alumnas y profesoras en este entorno.

Considerando la variable de la edad, se puede apreciar que las alumnas tienen una frecuencia fundamental ligeramente más alta que las profesoras, y esta misma tendencia se observa entre los alumnos y los profesores. Sin embargo, en términos de intensidad, las profesoras y los profesores exhiben niveles más altos en comparación con las alumnas y los alumnos.

	ALUMNAS	PROFESORAS	ALUMNOS	PROFESORES
FRECUENCIA FUNDAMENTAL	195,78 Hz	190,16 Hz	125,13 Hz	109,69 Hz
INTENSIDAD	67,3 dB	68,4 dB	69,08 dB	70,50 dB

Tabla 1 - Frecuencia fundamental e intensidad de alumnas, profesoras, alumnos y profesores en la cámara semianecoica del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz.

En la cámara reverberante, se observa que las alumnas y los profesores muestran una ligera tendencia a reducir su frecuencia fundamental en comparación con la cámara semianecoica, mientras que las profesoras y los alumnos tienden a aumentarla. Tanto el alumnado como el profesorado, sin embargo, presentan una ligera disminución en la intensidad en este entorno. Además, se destaca que tanto las alumnas como las profesoras exhiben una frecuencia fundamental significativamente más alta en comparación con los alumnos y los profesores. No obstante, a diferencia de lo observado en la cámara semianecoica, donde las alumnas tenían una frecuencia fundamental más elevada que las profesoras, en la cámara reverberante se invierte esta relación: las profesoras muestran una frecuencia fundamental superior.

En cuanto a la intensidad, al igual que en la cámara semianecoica, los alumnos y profesores presentan niveles ligeramente superiores a los de las alumnas y profesoras en este entorno.

Es interesante destacar que la frecuencia fundamental y la intensidad tanto del alumnado como del profesorado, incluyendo ambos sexos, no muestran cambios significativos entre las cámaras semianecoica y reverberante.

	ALUMNAS	PROFESORAS	ALUMNOS	PROFESORES
FRECUENCIA FUNDAMENTAL	189,3 Hz	192, 99 Hz	126,6 Hz	108,57 Hz
INTENSIDAD	66,36 dB	67,06 dB	67,06 dB	70,35 dB

Tabla 2 - Frecuencia fundamental e intensidad de alumnas, profesoras, alumnos y profesores en la cámara reverberante del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz.

Por último, en la sala de control se observan variaciones más destacadas. En relación con la frecuencia fundamental, tanto las alumnas como las profesoras muestran una frecuencia fundamental más alta que los hombres, y dentro de cada grupo de género, los individuos más jóvenes exhiben una frecuencia fundamental considerablemente superior a la de los mayores.

En términos de intensidad, al igual que en las cámaras semianecoica y reverberante, los alumnos y profesores muestran una mayor intensidad en comparación con las alumnas y profesoras. Sin embargo, en contraste con las otras dos cámaras, en esta sala las alumnas presentan una intensidad ligeramente superior a la de las profesoras.

Por otra parte, al comparar la sala de control, un espacio con ventanas abiertas y ruido de la calle, con las cámaras semianecoica y reverberante, se observa que las alumnas aumentan su frecuencia fundamental, igualándose con la de la cámara semianecoica. Por otro lado, los alumnos muestran en esta sala la frecuencia fundamental más elevada en comparación con las cámaras semianecoica y reverberante. En contraste, tanto los profesores como las profesoras exhiben en la sala de control la frecuencia fundamental más baja en comparación con sus resultados en las otras dos cámaras. En términos de intensidad, tanto el alumnado como el profesorado muestran una mayor intensidad en la sala de control en comparación con las cámaras.

	ALUMNAS	PROFESORAS	ALUMNOS	PROFESORES
FRECUENCIA FUNDAMENTAL	195,98 Hz	186,12 Hz	127,69 Hz	107,48 Hz
INTENSIDAD	68,80 dB	68,21 dB	70,46 dB	70,85 dB

Tabla 3 - Frecuencia fundamental e intensidad de alumnas, profesoras, alumnos y profesores en la sala de control del Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada de la Universidad de Cádiz.

Tras realizar un análisis acústico y fonético, se observa que ambos análisis respaldan la idea de una variación mínima entre las cámaras semianecoica y reverberante. Sin embargo, se ha notado que tanto los alumnos como el profesorado, excluyendo a las alumnas, muestran una ligera elevación tanto en el análisis FFT como en el análisis de la frecuencia fundamental. A pesar de esto, la intensidad experimenta una leve disminución. Esta disminución leve podría atribuirse al hecho de que, aunque los seres humanos tienden a elevar el volumen de su voz en presencia de ruido o voces de fondo, cuando este ruido de fondo es la reverberación de la propia voz del hablante, existe una tendencia a moderar y reducir el volumen de la voz.

En contraste, en la sala de control se observa, tanto en el análisis FFT como en el análisis de la intensidad, una ligera elevación en comparación con las otras dos cámaras, tanto en el alumnado como en el profesorado. Además, se observa una ligera elevación en la frecuencia fundamental del alumnado, aunque se registra una ligera disminución en la frecuencia fundamental del profesorado.

4 Conclusiones

En esta investigación se destaca la considerable importancia de la fonética y la acústica dentro del ámbito de la Lingüística Forense. La fonética forense, siendo el subcampo más consolidado dentro de esta disciplina, ha alcanzado su prominencia a través de una extensa trayectoria de investigación y aplicación, abarcando una amplia gama de actividades relacionadas con el análisis de la voz y el sonido en contextos policiales y judiciales, incluyendo la identificación de locutores, la autentificación de grabaciones y el desarrollo de perfiles fonéticos detallados. La acústica, por su parte, en su ámbito forense, se dedica al análisis forense, la autentificación y la mejora de grabaciones de audio, así como

al reconocimiento de voz, desempeñando un papel crucial en la obtención de pruebas válidas para procedimientos judiciales e investigaciones forenses.

La interacción y complementariedad entre estos dos subcampos son de suma importancia, como lo evidencia la fundación de la Asociación Internacional de Fonética y Acústica Forenses (IAFPA) en la década de 1990. Esta organización refleja el reconocimiento global de la necesidad de integrar experticias fonéticas y acústicas en el ámbito forense, promoviendo estándares de excelencia y colaboración en la aplicación de la ciencia del sonido en la resolución de casos legales y criminales.

En esta interacción destacan los estudios dentro de la cámara semianecoica y la cámara reverberante, utilizadas tanto en el ámbito acústico como en el lingüístico con diversos fines. En este sentido, y teniendo en cuenta el efecto Lombard, el fenómeno psicoacústico por el cual se produce un ajuste vocal automático para mejorar la inteligibilidad del habla ante condiciones auditivas adversas, se consideró pertinente la realización de un estudio comparativo de las cámaras acústicas y una sala normal para observar posibles cambios en la producción del habla.

En cuanto a los resultados principales obtenidos de este estudio piloto, al considerar las características sociológicas de sexo y edad, se observan diferencias más significativas entre sexos que entre edades en los análisis realizados mediante la Transformada Rápida de Fourier (FFT), el análisis de la frecuencia fundamental y el análisis de la intensidad. Sin embargo, es pertinente destacar que existen leves diferencias en lo que respecta a la frecuencia fundamental.

En lo referente al entorno acústico, se perciben características vocales similares en las cámaras semianecoica y reverberante, mientras que la sala de control muestra mayores divergencias en comparación. Estas diferencias pueden atribuirse a las variaciones en las condiciones acústicas específicas de cada entorno, que influyen en la manera en que las voces son captadas y analizadas. Este hallazgo subraya la importancia de considerar tanto los factores sociológicos como los ambientales al realizar estudios de fonética forense, ya que ambos pueden tener un impacto significativo en las características vocales observadas.

En conclusión, resulta fundamental explorar la intersección entre la fonética y la acústica con el fin de aplicar métodos de ambas disciplinas en nuestras investigaciones forenses. Esta integración permite un análisis más exhaustivo y preciso de las características vocales, proporcionando una base sólida para interpretar los datos recogidos en diversos contextos forenses. Al aprovechar las técnicas y conocimientos de fonética y acústica, se pueden desarrollar metodologías más robustas y fiables, enriqueciendo así el campo de la lingüística forense y mejorando la precisión de sus aplicaciones prácticas.

Agradecimientos

Se expresa un profundo agradecimiento a todos los participantes de esta investigación, cuya colaboración fue fundamental para la realización del estudio y la obtención de estos hallazgos, así como al Instituto Universitario de Investigación en Lingüística Aplicada, el cual cedió los espacios e instrumentos para la realización de esta investigación.

Referencias

[1] Olsson, J. & Luchjenbroers, J. (2014). *Forensic linguistics*, Bloomsbury Publishing, London.

[2] Coulthard, R. M. (1994). On the use of corpora in the analysis of forensic texts, *Forensic Linguistics*, 1(1), 27–43.

[3] Ramírez Salado, M. (2017). Antecedentes de la lingüística forense: ¿desde cuándo se estudia el lenguaje como evidencia?, *Pragmalingüística*, 25, 525–539.

[4] Gibbons, J. (1999). Language and the Law, *Annual Review of Applied Linguistics*, 19, 156-173.

[5] Gibbons, J. (2003). *Forensic Linguistics. An introduction to language in the justice system*, Blackwell Publishing, New Jersey.

[6] Blackwell, S. (2013). History of Forensic Linguistics, en Carol A. Chapelle (ed.), *The Encyclopedia of Applied Linguistics*, Blackwell Publishing, Oxford.

[7] Garayzábal Heinze, M., Jiménez Bernal, N. & Reigosa Riveiros, M. (2014). La Lingüística forense: licencia para investigar la lengua, en *Lingüística forense: la Lingüística en el ámbito Legal y Policial*, Euphonia Ediciones, Madrid, 27-47.

[8] Coulthard, M., Johnson, A. & Wright, D. (2017, 2nd ed.). *An Introduction to Forensic Linguistics. Language in Evidence*, Routledge, Abingdon.

[9] San Segundo Fernández, E. (2023). *La fonética forense. Nuevos retos y nuevas líneas de investigación*, Octaedro, Madrid.

[10] Delgado Romero, C. (2005). Comentarios sobre el contexto actual de la identificación forense de locutores, en M. T. Turell (ed)., *Lingüística forense, lengua y derecho. Conceptos, métodos y aplicaciones*. Institut Universitari de Lingüística Aplicada, Universitat Pompeu Fabra, Barcelona, 113-133.

[11] Bottalico, P., & Graetzer, S. (2015). Acoustic and perceptual analysis of the Lombard effect in classical singing, *The Journal of the Acoustical Society of America*, 138(5), EL498-EL503.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EL IMPACTO DEL PAISAJE SONORO EN LA PERCEPCIÓN DEL HABLA: IMPLICACIONES PARA LA FONÉTICA FORENSE

Rodríguez Montaño, Víctor M.[1], Pérez Vargas, Rocío[1]

[1] Universidad de Cádiz
{victor.rodriguez@uca.es, rocio.perez@uca.es}

Resumen

En lingüística forense, especialmente en el ámbito de la fonética forense, el paisaje sonoro ejerce una influencia significativa, no solo por las condiciones acústicas del entorno, sino por su impacto en la articulación e inteligibilidad del habla. En el discurso hablado, el entorno y sus características acústicas pueden influir en la percepción emocional del mensaje, determinando así la intención o el estado de ánimo del hablante y esto tiene un efecto en la calidad y claridad del habla, lo que tiene implicaciones cruciales en la inteligibilidad del mensaje y en la capacidad para identificar a los hablantes en situaciones donde se requiere autenticación de la voz, como en el análisis de llamadas telefónicas o mensajes de audio en casos judiciales, ya que el entorno en el que se encuentre el sospechoso puede hacer que las características de la voz del mismo cambien.

Los ensayos realizados en diversas situaciones urbanas, como estacionamientos subterráneos, parques y áreas altamente transitadas por vehículos y peatones, y analizados con los softwares ArtemiS SUITE y Praat, ofrecen una perspectiva completa sobre cómo el entorno afecta el paisaje sonoro y, por ende, el habla. Las conclusiones sugieren la necesidad de considerar el análisis del paisaje sonoro como parte integral de la evaluación de evidencia de audio en contextos legales.

Palabras clave: Paisaje sonoro, fonética forense, percepción emocional, inteligibilidad del habla.

Abstract

In forensic linguistics, particularly in the field of forensic phonetics, the acoustic landscape exerts significant influence, not only due to environmental acoustic conditions but also its impact on speech articulation and intelligibility. In spoken discourse, the environment and its acoustic characteristics can influence the emotional perception of the message, thereby determining the speaker's intention or mood. This affects speech quality and clarity, crucially impacting message intelligibility and the ability to identify speakers in scenarios requiring voice authentication, such as in the analysis of phone calls or audio messages in legal cases, where the suspect's environment can alter their voice characteristics.

Trials conducted in diverse urban settings, including underground parking lots, parks, and areas with high vehicle and pedestrian traffic, and analysed using ArtemiS SUITE and Praat software, provide a comprehensive perspective on how the environment affects the acoustic landscape and, consequently, speech. The findings suggest the necessity of incorporating acoustic landscape analysis as an integral part of audio evidence evaluation in legal contexts

Keywords: Soundscape, forensic phonetics, emotional perception, speech intelligibility.

PACS nº. 43.50.Qp, 43.66.-x, 43.70.-h, 43.72.Dv, 43.72.Uv.

1 Introducción

La ingeniería acústica ha mostrado ser extremadamente adaptable a lo largo de su evolución, abarcando diversos campos profesionales. Desde la perspectiva de esta disciplina, el entendimiento de la generación de la voz humana y los procesos auditivos es esencial para avanzar en el reconocimiento de voz. Además, el dominio de los sistemas de grabación y microfonía es crucial para realizar peritajes de audio con precisión.

Paralelamente, la lingüística forense ha emergido como un campo interdisciplinario de estudio fundamental en la investigación criminal y judicial, donde la aplicación de análisis lingüísticos ayuda a resolver cuestiones legales y judiciales de diversa índole. Dentro de este vasto terreno, la fonética forense, descrita como "la disciplina que se encarga de cualquier aplicación legal de la fonética; es decir, de aplicar los conceptos y métodos de la fonética general a la investigación y resolución de delitos en los que el habla o la voz están de algún modo implicadas" [1], destaca como una subdisciplina esencial, centrándose en el estudio de la voz y el habla como evidencia en casos legales y dedicada a la identificación y verificación de locutores, así como a la realización de perfiles lingüísticos.

En conjunto, la ingeniería acústica y la fonética forense forman una alianza poderosa en la investigación criminal, proporcionando herramientas esenciales para la evaluación precisa de la evidencia de audio. La integración de estos campos asegura una comprensión profunda y detallada del impacto del entorno en la voz y su percepción, mejorando la precisión en la identificación de hablantes y la interpretación de sus discursos en contextos legales.

La voz es un fenómeno comunicativo sumamente complejo y exclusivo del ser humano, caracterizado por propiedades fonético-acústicas que permiten su medición objetiva. Estas propiedades están determinadas por condiciones fisiológicas y psicológicas individuales, lo que convierte a la voz en un elemento valioso para la identificación de individuos. Según algunos autores, identificar a otras personas por su voz no requiere conocimientos especializados en ingeniería o fonética acústica, esta capacidad es compartida por todos. A menudo, al contestar una llamada telefónica, reconocemos al interlocutor sin necesidad de que se identifique explícitamente. Por ello, la primera referencia en la admisión de la prueba de identificación de personas a través de su voz por los tribunales de justicia proviene de los reconocimientos simples realizados por víctimas o testigos [2]. Sin embargo, si una persona no es experta, puede confundir dos voces muy parecidas o señalar erróneamente una voz[1]. El desarrollo de la fonética forense, por tanto, se centra en identificar constantes y variaciones fonético-acústicas que permitan tanto identificar a un sujeto como diferenciarlo de los demás.

Según Jessen (2008) [3], la fonética forense abarca una variedad de técnicas y métodos destinados a la comparación y análisis de muestras de voz con el objetivo de establecer la identidad del hablante. Este campo se apoya en la premisa de que cada individuo posee un patrón vocal único debido a las características anatómicas y fisiológicas de su tracto vocal, así como a sus patrones de comportamiento y su estado emocional.

El uso de herramientas tecnológicas avanzadas, como el análisis espectrográfico, ha mejorado significativamente la precisión en la identificación de hablantes. Estas tecnologías permiten examinar las frecuencias, amplitudes y duraciones de los sonidos producidos, proporcionando una representación visual detallada de las características acústicas de la voz. Este enfoque ha sido fundamental para

[1] En algunas ocasiones, cuando la víctima pasa por un evento traumático, se producen lagunas en su mente. En este sentido, la víctima puede no recordar bien la voz que escuchó si fue la primera vez que la escuchaba. Asimismo, por ideologías, se puede señalar inconscientemente a una persona al escuchar su acento o su tono.

establecer comparaciones precisas entre muestras de voz recogidas en distintos contextos, lo que es esencial en aplicaciones forenses y judiciales.

Sin embargo, Hollien (2001) [4] también destaca la importancia de la evaluación contextual en la fonética forense. Este autor subraya que el entorno en el que se realiza una grabación puede influir en las características acústicas de la voz y, por lo tanto, es crucial considerar estos factores durante el análisis. Esto incluye la influencia del paisaje sonoro y las condiciones ambientales que pueden alterar la percepción y la calidad de la grabación. Según un estudio de Gold y French (2011) [5], la fonética forense no solo se basa en el análisis de las características acústicas de la voz, sino también en la comprensión de cómo estos elementos pueden variar debido a factores contextuales y de salud, entre otros. Este enfoque integral permite una aplicación más precisa en contextos legales y forenses, proporcionando pruebas sólidas que pueden ser utilizadas en procedimientos judiciales.

En este sentido, uno de los aspectos más intrigantes y cruciales que ha captado nuestra atención es el impacto del paisaje sonoro en la percepción del habla, lo cual tiene consecuencias de gran envergadura en la autenticación de la voz y la interpretación de los discursos. El concepto de paisaje sonoro se define como el conjunto de sonidos que forman parte del entorno de una persona, tiene un impacto directo en cómo un individuo modula su voz y abarca el entorno auditivo que rodea a una persona en un momento y lugar determinados. Este entorno no se limita simplemente a las condiciones acústicas, como el nivel de ruido ambiente o la reverberación, sino que también se adentra en la manera en que estos factores inciden en la forma en que se articula el habla y, en última instancia, en cómo se realiza y se percibe el mensaje comunicado [4]. Además de estos factores físicos, el paisaje sonoro también puede estar influenciado por aspectos culturales y sociales, como el contexto en el que se produce la interacción verbal y las expectativas lingüísticas de los interlocutores [6].

Es esencial comprender que el análisis del paisaje sonoro se fundamenta principalmente en la percepción humana. La mera ausencia de sonidos molestos o contaminantes no garantiza automáticamente un entorno acústicamente confortable, por lo que es crucial aplicar enfoques complementarios de análisis relacionados con el paisaje sonoro [7]. Esta percepción está directamente influenciada por el contexto, entendido como todas las variables relacionadas con la persona que realiza la percepción y el lugar donde se lleva a cabo, así como las interacciones entre ambos. Previo a cualquier evaluación física o técnica, se toma en consideración cómo las personas perciben el habla en función del entorno acústico en el que se encuentran inmersas. Esta consideración resulta de suma importancia en el ámbito forense, donde la autenticidad de la voz y la comprensión del mensaje pueden resultar críticas para determinar la veracidad de testimonios o identificar a los hablantes presentes en grabaciones de audio [8].

La investigación en paisaje sonoro también ha explorado cómo los diferentes entornos pueden afectar la percepción de la identidad del hablante, puesto que, en el contexto del discurso hablado, el entorno y sus características acústicas juegan un papel decisivo en la percepción emocional del mensaje. Por ejemplo, estudios han demostrado que ciertos entornos acústicos pueden distorsionar la voz de una persona de tal manera que sea más difícil reconocerla [9]. Por otra parte, la presencia de ruido de fondo, por ejemplo, puede influir considerablemente en la interpretación del tono o la intención comunicativa del hablante, lo cual adquiere una relevancia aún mayor en situaciones legales donde se analizan las emociones implícitas tras las palabras [6].

Según un estudio de Bottalico y Graetzer (2015) [10], los entornos ruidosos y estresantes pueden inducir un aumento en el volumen y en la frecuencia fundamental de la voz, debido al esfuerzo adicional requerido para ser escuchado y entendido. Este fenómeno, conocido como el efecto Lombard, implica una adaptación automática del sistema vocal para mejorar la inteligibilidad en presencia de ruido de fondo. Estas adaptaciones vocales son esenciales para mantener una comunicación efectiva en diversos

entornos acústicos y constituyen un área de interés significativa en la fonética forense, ya que las grabaciones de voz pueden variar considerablemente según el contexto ambiental en el que fueron realizadas.

No obstante, además del entorno, las sensaciones subjetivas del hablante, como la ansiedad o el estrés, pueden alterar la calidad vocal. Laukkanen et al. (2004) [11] indican que el estrés y la ansiedad pueden llevar a un incremento en la tensión muscular del aparato fonador, lo que resulta en una voz más tensa y con mayor cantidad de perturbaciones, como quiebres y asperezas. Por otro lado, un entorno relajante puede contribuir a una voz más suave y con menor esfuerzo vocal, favoreciendo una mayor fluidez y naturalidad en el habla. Scherer (1986) [12], por su parte, menciona que las emociones pueden cambiar la frecuencia fundamental, la intensidad y la velocidad del habla, mostrando que el miedo y la ansiedad pueden llevar a una voz más aguda y rápida, mientras que la tristeza puede resultar en una voz más lenta y monótona. Todos estos aspectos tienen implicaciones importantes en casos judiciales donde la identificación de un hablante es crucial para determinar la culpabilidad o inocencia de un individuo.

2 Metodología

2.1 Toma de datos e instrumentación

Esta investigación se centra en analizar voces de hombres y mujeres de la provincia de Cádiz[2] en diversos lugares de la ciudad de Cádiz, atendiendo a las distintas percepciones sonoras que se tienen de cada uno de ellos. En este sentido, se han grabado las voces de cuatro hombres y cuatro mujeres de entre 25 y 35 años, todos estudiantes de segundo y tercer año de doctorado en Lingüística de la Universidad de Cádiz, mediante la grabadora portátil ZOOM H8 y la cápsula de micrófono ZOOM XYH-6/BLK, durante un periodo de dos minutos. Los lugares escogidos para la realización de estas grabaciones han sido los siguientes: (1) playa de La Caleta, en la orilla junto al mar, (2) Parque Genovés, justo al lado de una cascada y en unos bancos separados de la misma, (3) Calle Ancha, una calle peatonal repleta de cafeterías y tiendas, (4) Avenida Duque de Nájera, (5) Parking subterráneo El Tenis y (6) cafetería de la Facultad de Filosofía y Letras de la Universidad de Cádiz. En cada lugar, se hacía una pregunta a cada sujeto seleccionada por el propio usuario de un listado de diez preguntas de desarrollo ni muy académicas ni muy personales.

Para garantizar la repetibilidad de estas medidas, el micrófono de la grabadora se posicionó de manera estandarizada a una distancia de aproximadamente 15 cm de la boca del hablante. Esta distancia está específicamente seleccionada para asegurar una captación consistente y uniforme de las voces analizadas, minimizando variaciones en la intensidad y calidad del sonido capturado. Este enfoque no solo facilita la comparabilidad entre las grabaciones realizadas en diferentes ubicaciones, sino que también contribuye a mantener la precisión y la coherencia en los datos acústicos recopilados durante el estudio.

Considerando las características de los equipos utilizados para estas grabaciones, se ha calibrado el rango de la señal digital de entrada entre -12 y -6 dB para asegurar una captura óptima de la señal deseada por encima del nivel de ruido eléctrico inherente al equipo. Este ajuste garantiza que el equipo no introduzca distorsiones que puedan alterar la integridad de la señal vocal durante el proceso de grabación.

[2] Como resalta Nolan (1983) [13], factores como el dialecto, la entonación regional y las prácticas lingüísticas locales pueden influir en las características de la voz.

Al inicio de cada sesión de grabación, se tomaron medidas del nivel de ruido ambiente en cada ubicación utilizando el dosímetro SV 102 de Svantek. Estas mediciones fueron registradas durante un minuto antes de iniciar la grabación de las voces, proporcionando datos precisos sobre las condiciones acústicas del entorno.

2.2 Análisis de datos

El análisis de los datos recopilados se llevó a cabo mediante dos softwares distintos:

1. El software Praat se empleó para analizar la frecuencia fundamental y la intensidad de la voz de cada hablante. Praat es una herramienta ampliamente reconocida en el campo de la fonética y la lingüística, que permite medir con precisión parámetros acústicos como la frecuencia fundamental, la intensidad y otros aspectos relacionados con la voz y el habla.

2. El software ArtemiS SUITE de HEAD ACOUSTICS se utilizó para el análisis de la inteligibilidad del habla. ArtemiS SUITE es una plataforma especializada en el análisis de sonido y vibraciones, que incluye funciones avanzadas para evaluar la claridad y comprensibilidad del habla en diferentes entornos acústicos. Este software permite analizar cómo factores como el ruido ambiental y las características acústicas del entorno afectan la inteligibilidad del mensaje hablado.

3 Resultados y discusión

Tras el análisis de las grabaciones mediante los programas ArtemiS SUITE y Praat, se han obtenido resultados preliminares interesantes. El análisis de la inteligibilidad del habla realizado con ArtemiS SUITE indica, en términos generales, que los hombres son más inteligibles que las mujeres en lugares más transitados y con ruidos más perceptibles, como la avenida, la Calle Ancha, la cafetería, el parking o la cascada del Parque Genovés. Las mujeres, sin embargo, tienen mayor inteligibilidad que los hombres en la playa y en los bancos del Parque Genovés.

Tabla 1 - Comparación de la inteligibilidad de hombres y mujeres. Resultados extraídos de ArtemiS SUITE.

	Hombres	Mujeres
Avenida Duque de Nájera	55,6 %	49,1 %
Cafetería Universidad de Cádiz	31,6 %	15,5 %
Calle Ancha	51,2 %	41,7 %
Parking El Tenis	72,3 %	63,2 %
Parque Genovés (bancos)	68,4 %	72,0 %
Parque Genovés (cascada)	49,3 %	39,9 %
Playa La Caleta	53,4 %	64,8 %

Por otra parte, se observa que los hombres son más inteligibles en el parking, seguido de los bancos del Parque Genovés, mientras que las mujeres son más inteligibles en los bancos del Parque Genovés, seguido de la playa. Tanto hombres como mujeres, sin embargo, coinciden en el lugar en el que son menos inteligibles: la cafetería de la Universidad de Cádiz (Véase Tabla 1).

Es importante mencionar que, dado que las grabaciones se llevaron a cabo en espacios frecuentados por personas, el entorno experimentaba cambios durante el proceso de grabación. Por ende, la inteligibilidad del ambiente presenta diferencias notables entre hombres y mujeres. A pesar de que los niveles de inteligibilidad varían entre ambos sexos, se observó que los bancos del Parque Genovés y el parking destacan como los espacios más inteligibles, mientras que la cafetería mostró la menor inteligibilidad registrada.

En relación a los resultados extraídos del Praat, analizando en primer lugar al sexo masculino, se observa un incremento significativo de la frecuencia fundamental en la playa, seguida de la avenida. La cafetería, Calle Ancha y los bancos del Parque Genovés presentan resultados muy similares, mientras que el parking la frecuencia fundamental es notablemente más baja. Por otro lado, las mujeres presentan una frecuencia fundamental muy intensa en Calle Ancha, seguida de la cafetería. En la cascada del Parque Genovés, la avenida y la playa, la frecuencia fundamental es muy similar. El parking y los bancos del Parque Genovés son los dos lugares en los que la frecuencia fundamental es mucho más baja.

Como se observa, en ambos sexos, el parking destaca por ser uno de los lugares donde la frecuencia fundamental es significativamente más baja. Sin embargo, difieren en los resultados de los demás lugares.

Tabla 2. Comparación de la frecuencia fundamental en hombres y mujeres. Resultados extraídos de Praat.

	Hombres	Mujeres
Avenida Duque de Nájera	149,55 Hz	224,55 Hz
Cafetería Universidad de Cádiz	134,57 Hz	232,13 Hz
Calle Ancha	133,54 Hz	244,34 Hz
Parking El Tenis	120,00 Hz	202,53 Hz
Parque Genovés (bancos)	136,09 Hz	201,28 Hz
Parque Genovés (cascada)	127,22 Hz	225,56 Hz
Playa La Caleta	203,61 Hz	223,52 Hz

En cuanto a la intensidad, los hombres presentan una mayor intensidad al hablar en la playa. Los bancos del Parque Genovés, la Calle Ancha, la cafetería, la avenida, el parking y la cascada muestran resultados más o menos similares, siendo este último lugar el entorno donde la intensidad es más baja. Las mujeres, por su parte, hablan con una intensidad mucho mayor en la cafetería, seguida de la avenida. En el parking, la cascada del Parque Genovés y en la playa, presentan una intensidad muy similar, y, en los bancos del Parque Genovés y la Calle Ancha, suelen presentar una intensidad mucho más baja.

En ambos sexos se puede ver una intensidad parecida en el parking y la cascada del Parque Genovés. No obstante, como se puede apreciar en los resultados expuestos en la Tabla 3, existen notables diferencias entre hombres y mujeres en cuanto a la intensidad de su voz en los diversos lugares analizados.

Las diferencias en la intensidad vocal entre hombres y mujeres en entornos ruidosos, como calles con tráfico, pueden explicarse por cómo cada género percibe el paisaje sonoro circundante. Si comparamos estos resultados, podemos observar una interesante dinámica entre hombres y mujeres en relación con la intensidad vocal y el entorno circundante. Los hombres tienden a ajustar su intensidad vocal de acuerdo con su nivel de confort y familiaridad con el ambiente. En entornos donde se sienten más relajados o confiados, es común que emitan su voz con una mayor intensidad, posiblemente como una manifestación de dominio del espacio acústico en el que se encuentran.

Por otro lado, las mujeres muestran una tendencia diferente. En situaciones donde el entorno presenta desafíos acústicos, como calles con tráfico intenso, es más probable que aumenten la intensidad de su voz para superar el ruido ambiental y asegurar que su mensaje sea claramente entendido por sus interlocutores. Este ajuste puede interpretarse como una estrategia adaptativa para optimizar la comunicación en condiciones auditivas adversas.

Estas diferencias sugieren que tanto hombres como mujeres responden de manera específica a las características del paisaje sonoro en el que se encuentran, modificando su intensidad vocal en función de factores como la comodidad percibida y la necesidad de hacerse oír claramente. Este fenómeno subraya cómo la percepción individual del entorno acústico puede influir significativamente en las estrategias comunicativas según el género.

Tabla 3. Comparación de la intensidad en hombres y mujeres. Resultados extraídos de Praat.

	Hombres	Mujeres
Avenida Duque de Nájera	69,3 dB	75,1 dB
Cafetería Universidad de Cádiz	70,3 dB	76,3 dB
Calle Ancha	71,0 dB	69,8 dB
Parking El Tenis	69,1 dB	73,7 dB
Parque Genovés (bancos)	72,2 dB	70,2 dB
Parque Genovés (cascada)	68,8 dB	74,0 dB
Playa La Caleta	79,2 dB	73,7 dB

Si consideramos la relación entre la inteligibilidad del habla, la frecuencia fundamental y la intensidad de la voz, se puede observar que los hombres son más inteligibles cuando tienen una frecuencia fundamental baja y una intensidad media-baja. Las mujeres, por su parte, muestran mayor inteligibilidad cuando tanto su frecuencia fundamental como su intensidad son medio-bajas.

Sin embargo, en la cafetería, donde tanto hombres como mujeres muestran menor inteligibilidad, ambos presentan una frecuencia fundamental alta, aunque no la más alta. No obstante, difieren en cuanto a la intensidad: los hombres tienen una intensidad media, mientras que las mujeres muestran una intensidad muy alta.

Así, podríamos concluir que, tanto en hombres como en mujeres, una mayor inteligibilidad del habla se asocia con una frecuencia fundamental y una intensidad medio-bajas. Por el contrario, cuando la inteligibilidad del habla es menor, la frecuencia fundamental y la intensidad tienden a aumentar, colocándose en niveles medio-altos.

4 Conclusiones

A partir de estas investigaciones y experiencias prácticas, se desprenden conclusiones de gran relevancia y utilidad. Se sugiere la imperiosa necesidad de considerar el análisis del paisaje sonoro como un componente integral en la evaluación de la evidencia de audio en entornos legales y judiciales. En este sentido, los ensayos llevados a cabo en diversos escenarios urbanos, tales como estacionamientos subterráneos, parques y zonas altamente transitadas por vehículos y peatones, nos brindan una perspectiva amplia y profunda sobre cómo el entorno impacta el paisaje sonoro y, consecuentemente, la percepción del habla. La voz humana no solo varía en función del entorno acústico, sino que también se ve influenciada por las sensaciones y percepciones que el paisaje sonoro y el entorno evocan en el hablante. Estas sensaciones pueden incluir estrés, relajación, ansiedad o confort, y cada una de ellas puede afectar notablemente las características fonético-acústicas de la voz. Estas pruebas experimentales proporcionan datos valiosos que permiten comprender mejor cómo los factores ambientales inciden en la inteligibilidad del habla y en la identificación de hablantes en contextos legales [14].

Además, la tecnología juega un papel cada vez más importante en el análisis del paisaje sonoro en el ámbito forense. Herramientas como el análisis espectral y el procesamiento de señales de audio permiten a los expertos examinar con mayor detalle las características acústicas de un entorno y su impacto en la percepción del habla [15]. Estas técnicas pueden proporcionar evidencia objetiva para respaldar las conclusiones basadas en la percepción humana.

En cuanto a los resultados arrojados por los softwares ArtemiS SUITE y Praat, podemos observar cierta relación entre la inteligibilidad del habla y la frecuencia fundamental y la intensidad de la voz. Se puede observar que, en ambos géneros, una mayor inteligibilidad del habla está asociada con una frecuencia fundamental y una intensidad que tienden a ser medio-bajas. Esto implica que, cuando el habla es más clara y comprensible, las características acústicas (tono y fuerza vocal) presentan niveles más moderados. En contraste, una menor inteligibilidad del habla se correlaciona con un incremento en la frecuencia fundamental y la intensidad, situándose en un rango medio-alto. Este patrón sugiere que las modulaciones en las propiedades acústicas del habla desempeñan un papel crucial en la percepción de la inteligibilidad. Sin embargo, existen otros factores, como el punto de articulación o los formantes, que pueden influir, junto a los dos ya analizados, en la inteligibilidad. Desde esta perspectiva, no se considera que la inteligibilidad dependa de un solo factor intrínseco, sino que es el producto de la combinación de múltiples factores, cuya interacción determina su magnitud.

A raíz de este primer estudio piloto, es interesante seguir relacionando la inteligibilidad del habla con otros factores fonéticos. La comprensión profunda de cómo el entorno influye en la percepción del habla puede potenciar la autenticidad y la fiabilidad de la evidencia vocal en casos judiciales, contribuyendo así a la promoción de la justicia y la garantía de la seguridad jurídica en nuestra sociedad. Las primeras conclusiones, respaldadas por la investigación empírica, abren puertas a futuras

aplicaciones y desarrollos en el campo de la lingüística forense, destacando la importancia de seguir explorando y comprendiendo la complejidad del paisaje sonoro en nuestro entorno jurídico y social.

Agradecimientos

Expresamos nuestro profundo agradecimiento a todos los participantes de esta investigación, cuya valiosa colaboración fue fundamental para llevar a cabo este estudio y alcanzar estos hallazgos.

Referencias

[1] San Segundo, E. (2023). *La fonética forense: Nuevos retos y nuevas líneas de investigación*. Barcelona: Octaedro.

[2] Pérez, E. (2008) *Ingeniería acústica aplicada a la criminalística "acústica forense"*. Master's Thesis. Universidad Austral de Chile. Valdivia, Chile.

[3] Jessen, M. (2008). Forensic Phonetics. *Language and Linguistics Compass*, 2(4):671 – 711.

[4] Hollien, H. (2001). *The Acoustics of Crime: The New Science of Forensic Phonetics*. New York: Springer.

[5] Gold, E., & French, P. (2011). International Practices in Forensic Speaker Comparison. *International Journal of Speech, Language and the Law*, 18(1), 131-153.

[6] Coupland, N., Sarangi, S., Candin, C. (2001). *Sociolinguistics and Social Theory*. Routledge.

[7] Jiménez, T. (2017) *Análisis y desarrollo de herramientas para la identificación, evaluación y gestión de áreas tranquilas en aglomeraciones urbanas de Andalucía*. PhD Thesis. Universidad de Cádiz. Cádiz, España.

[8] Shuy, R. W. (2008). Language crimes: The use and abuse of language evidence in the courtroom. Malden, Oxford: Wiley-Blackwell.

[9] Smith, A. (2015). *Forensic speaker recognition: Law enforcement and counter-terrorism*. New York, Dordrecht, Heidelberg, London: John Wiley & Sons.

[10] Bottalico, P., & Graetzer, S. (2015). Acoustic and perceptual analysis of the Lombard effect in classical singing. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 138(5), EL498-EL503.

[11] Laukkanen, A. M., Ilomäki, I., Leppänen, K., & Vilkman, E. (2004). Acoustic measures and self-reports of vocal fatigue by female teachers. *Logopedics Phoniatrics Vocology*, 29(2), 66-76.

[12] Scherer, K. R. (1986). Vocal affect expression: A review and a model for future research. *Psychological Bulletin*, 99(2), 143-165.

[13] Nolan, F. (1983). *The Phonetic Bases of Speaker Recognition*. Cambridge, New York, Melbourne: Cambridge University Press.

[14] chafer, R. M. (1977). *The soundscape: Our sonic environment and the tuning of the world*. Rochester, VT: Destiny Books.

[15] Morrison, G. et al. (2021). Consensus on validation of forensic voice comparison. *Sci Justice*. 2021 61(3):299-309.

SE 3

Acústica na Edificação

Acústica en la Edificación

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

STATE OF THE ART OF ACOUSTIC MATERIALS BASED ON ANIMAL WASTE

Marco A. Oliveira[1], Julieta António[2]

[1]Itecons, Coimbra, Portugal
{marco.oliveira@itecons.uc.pt}
[2]University of Coimbra, CERIS, Department of Civil Engineering, Coimbra, Portugal
{julieta@itecons.uc.pt}

Resumo

As preocupações ambientais têm sido a força motriz da investigação de materiais mais sustentáveis para aplicações acústicas. Alternativas aos materiais tradicionais, provenientes de recursos não renováveis, começam a surgir no mercado em linha com a agenda global de descarbonização e novas políticas de economia circular. Estas alternativas têm sido investigadas por vários autores para garantir propriedades equivalentes às dos materiais tradicionais. A maioria dos estudos centra-se na utilização de materiais reciclados e na utilização de resíduos ou de fibras de origem natural. Existem vários artigos de revisão de literatura em revistas científicas, focados neste tema, e que propiciam ao leitor uma perspetiva atual sobre as recentes investigações nesta área, particularmente no que diz respeito às fibras de origem vegetal e outros resíduos. No entanto, tanto quanto é do conhecimento dos autores, não há nenhum trabalho de revisão da literatura a abordar a aplicação de resíduos de origem animal para este fim, exceto uma publicação recente dos autores numa revista científica. O presente trabalho tem como objetivo apresentar um resumo desse artigo e comparar os resultados de simulações em software quanto ao desempenho de diferentes materiais acústicos de origem animal com materiais sintéticos.

Palavras-chave: resíduos de origem animal, material acústico alternativo, edifícios sustentáveis.

Abstract

Environmental concerns have been the driving force for research into more sustainable materials for acoustic applications. Alternatives to traditional materials, originating from non-renewable and more energy-intensive resources, are beginning to appear on the market, in line with the global agenda for decarbonization and new circular economy policies. These alternatives have been investigated by several authors to guarantee properties equivalent to those of traditional materials. Most studies focus on the use of recycled materials, the use of waste or fibres of natural origin. There are several literature review papers that include these studies in scientific journals giving to the reader an informed and current perspective on research in this area, particularly regarding fibres of vegetal origin and other wastes. However, as far as the authors know, there was no literature review paper that addresses the application of waste of animal origin for this purpose, until a recent publication by the authors in a scientific journal. The present work aims to present a summary of that paper that fills this gap, and also presents software simulations to compare the performance of different acoustic materials of animal origin with that of synthetic materials.

Keywords: animal-based waste, alternative acoustic material, sustainable buildings.

PACS no. 43.55.Dt, 43.55.Ka

1 Introduction

Noise is classified as one of the three main pollutants of modern society, whose effects on health and well-being are well known and described in the literature [1,2,3]. It is therefore essential to assure acoustic comfort in the built environment. Synthetic sound-absorbing materials, such as mineral wool, are a common solution to control noise inside buildings. However, traditional materials often present environmental and energy concerns, as they derive from non-renewable resources (foams) or their manufacture involves energy-intensive processes (mineral wools). In addition, some of them are suitable for reuse at the end of their useful life due to some deterioration [4]. Ecological sound absorbers made from animal waste can replace synthetic ones and help reduce the carbon footprint of construction, a sector responsible for 40% of the world's energy and 1/3 of the planet's greenhouse gas emissions [5]. In addition, there is a growing public awareness of more sustainable solutions and products, which can be seen, for example, in some municipal tenders for services and works. A wide range of non-traditional sound absorbers, based on waste and natural fibres, have been explored by researchers in an attempt to replace synthetic acoustic materials with the same (or at least similar) performance. Most of the existing literature focuses on alternative acoustic materials made from plant waste and fibres, and a smaller number on animal waste. However, with the exception of a recent publication by the authors in a scientific journal [6], there is no review dedicated to animal waste for acoustic applications, so more clarification is needed on the subject. The aim of this article is to present a summary of this work [6] and to highlight the acoustic potential of the materials reviewed in comparison with synthetic absorbers, through acoustic simulations.

2 Sistematic literature review

Natural fibres of plant and animal origin have played an important role in various applications since the dawn of civilization. Over the past few decades, natural materials have been revalued in order to cope with the reduction of non-renewable resources and reduce emissions of climate-changing gases. Figure 1 shows the temporal distribution of an in-depth search of electronic databases for high-quality, peer-reviewed articles on the use of plant and animal waste for acoustic applications, from 1970 to 2024.

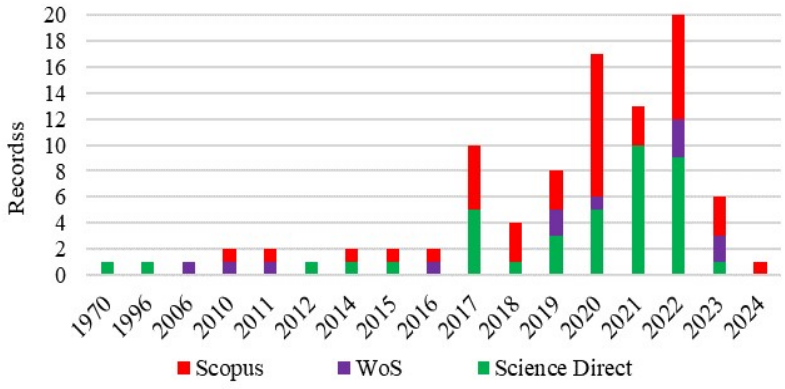


Figure 1 – Temporal distribution of the selected records from 1970 to 2024.

Wool is the material most intensively researched in acoustic applications, followed by chicken feathers (CFF) and leather scraps (rarer) found in articles which subject is animal waste recovery. Unlike plants, animal waste and fibres present a protein structure that gives it better elasticity and compressibility, characteristics that are useful, for example, in damping impact noise in flooring systems under concrete screeds [7]. In feathers, the presence of hollow structures (quills) greatly contribute to the thermoacoustic performance of biocomposites. In addition, the manufacturing method is a key factor in the final acoustic performance of these materials, as it strongly affects their thickness, bulk density and air permeability [8]. Despite the many favourable aspects of acoustic materials based on animal waste, it should be borne in mind that they have some vulnerabilities and disadvantages that need to be overcome before they can be used as a building material. For example, the great variability and heterogeneity of its physical properties, vulnerability to attack by pests and microorganisms, high sensitivity to humidity, moderate thermal stability and low resistance to fire can shorten the useful life of the material or even make it impractical. Table 1 shows some of the studies that have investigated the acoustic application of waste and fibres of animal origin. More information on articles and the acoustic properties of these materials can be found in [6].

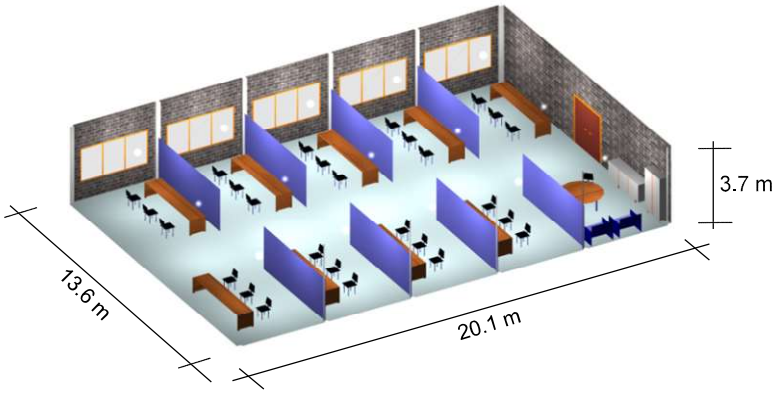
Table 1 – Applications of acoustic materials based on animal waste (adapted from [6]).

Animal waste/other components	Acoustic material	Ref.
Wool	nonwoven	[9]
Wool	wool boards	[10]
Low quality wool	hardboard panel	[11]
Sheep wool and hemp fibres	self-supporting panel	[12]
Wool + modified wool + concrete	concrete	[13]
CFF+cotton+polyethylene+polyester	nonwoven	[14]
Wool+plants+CFF	Nonwoven	[15]
Duck feather+EVA	Nonwoven	[16]
Wool+CFF	Nonwoven	[17]
Wool+CFF+polypropylene	Nonwoven	[18]
Feather flour+polypropylene	Nonwoven	[19]
CFF	Nonwoven	[20]
Goose feathers+cashmere+kapok+acrylic fibres	Nonwoven	[21]
CFF + Phase change material	PVC panel (filling the cavity)	[22]
CFF+jute	Nonwoven	[23]
CFF+epoxy	Nonwoven	[24]
CFF, wood chips, wood dust, Meldur H 97	Medium-density fibreboard	[25]
Finished leather scraps, PVA	Acoustic panel	[26]
Leather, semi-liquefied bamboo, polyurethane, silane	Composite plate	[27]
Natural leather collagen	Web foam	[28]
Leather scraps, silver coffee skin	Nonwoven	[29]
Human hair, epoxy, solid glass microspheres	Nonwoven	[30]
Wool, coconut fibres	Ceiling plasterboards (reinforce)	[31]
Camel wool, microperforated panel	Nonwoven	[32]
Leather scraps, coffee skin, polyacrylic, citric acid	Nonwoven	[33]

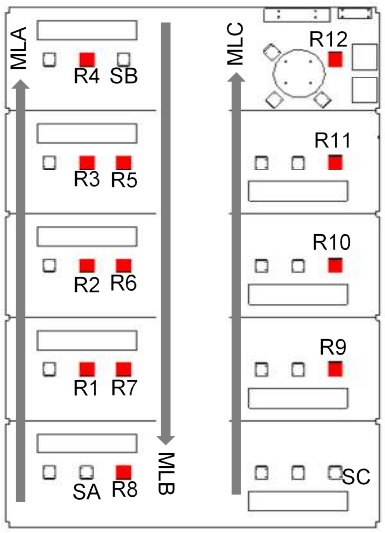
3 Software simulations

To compare the acoustic performance of synthetic and non-traditional sound absorbers, simulations of the sound field in a dummy-room were performed, using the software EASE® 4.4, to calculate the

descriptors of ISO 3382-3 [34]. VDI 2569 [35] was used as a benchmark for the analysis of the results. The room is an open plan office with dimensions 13.6 m x 20.1 m and 3.7 m (see Figure 2). Seven cases were computed, varying the sound absorption coefficients assigned to the ceiling while all other boundary conditions remained unchanged, as shown in Table 2. In Case 1 (initial condition), the room was calculated without sound absorption in the ceiling, with a highly sound-reflecting material (smooth concrete). In Case 2, the smooth concrete of the ceiling (273.20 m²) was replaced with a PU foam (50 mm and 28 kg/m³). In Case 3, glass wool tiles with plenum (25 mm and 100 kg/m³) were used in the ceiling [36]. Sheep wool [37] (75 mm and 12 kg/m³) was used in the ceiling for Case 4, while Cases 5, 6 and 7 correspond to the placement of Camel wool [32], CFF nonwoven [20], and leather scraps [33], respectively. The plan view of the room in Figure 2b) shows the omnidirectional sound sources SA, SB, SC and the listener seats R1 to R12. Three measurement lines, ML, (which direction is represented by an arrow) are selected following a straight path defined by the source and listeners: MLA (arrow SA-R1-R2-R3-R4), MLB (arrow SB-R5-R6-R7-R8), and MLC (arrow SC-R9-R10-R11-R12).



a)



b)

Figure 2 – Open plan office: a) perspective; b) plan view.

Table 2 – Surface areas and sound absorption coefficients of the materials used in the simulations.

Material		Area (m^2)	Frequency (Hz) 125	250	500	1 k	2 k	4 k
Floor – tile glazed		273.20	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
Ceiling smooth concrete		273.20	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.05
Walls – masonry		177.52	0.01	0.05	0.06	0.07	0.09	0.08
Chairs - Upholstered		30 units	0.08	0.16	0.22	0.23	0.24	0.24
Sofa – Upholstered		2 units	0.08	0.16	0.22	0.23	0.24	0.24
Large door – wood		5.04	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
Small doors - wood		5.52	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
Rectangular table		33.84	0.12	0.12	0.13	0.13	0.11	0.11
Circular table		2.70	0.12	0.12	0.13	0.13	0.11	0.11
Resonant panel		142.49	0.60	0.42	0.35	0.12	0.08	0.08
Windows – double glass		22.05	0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04
Metal stud - steel		3.10	0.05	0.10	0.10	0.10	0.07	0.02
Office cupboards - steel		7.24	0.05	0.10	0.10	0.10	0.07	0.02
Ceiling	PU foam 50 mm	273.20	0.15	0.58	1.00	0.98	0.94	0.91
	Glass wool tile 25 mm [36]	273.20	0.17	0.53	0.84	0.99	0.99	0.97
	Wool 75 mm [37]	273.20	0.42	0.68	0.85	0.89	0.83	0.86
	Camel wool 50 mm [32]	273.20	0.10	0.36	0.79	0.99	0.99	0.89
	CFF nonwoven 50 mm [20]	273.20	0.13	0.41	0.84	0.88	0.83	0.80
	Leather scraps 50 mm [33]	273.20	0.05	0.15	0.49	0.83	0.98	0.95

Figure 3 and Table 3 show the results of the simulations for reverberation time and sound propagation. The shaded area in Figure 2 indicates the reverberation time limits associated with room acoustic class (RAC) A, B or C, as defined in VDI 2569 [35].

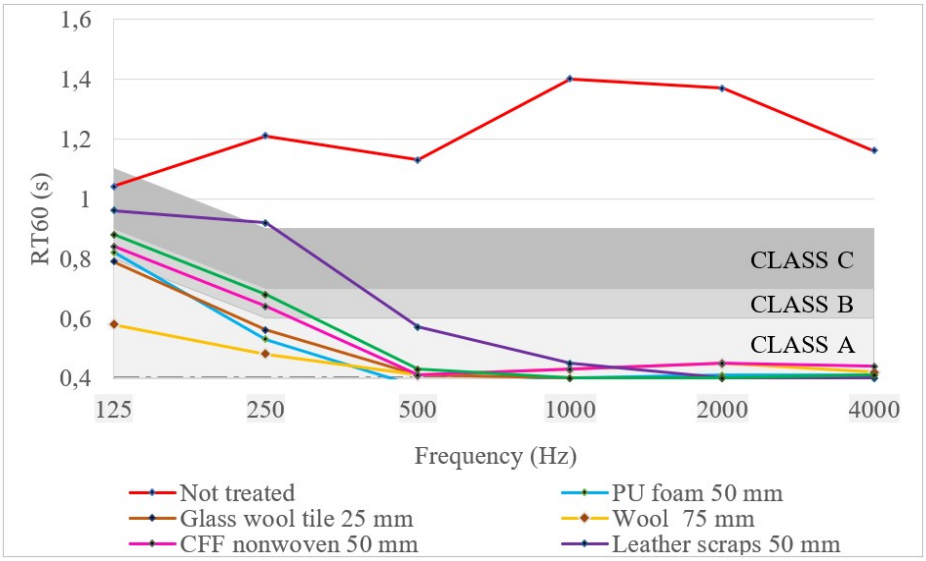


Figure 3 – reverberation time results.

Table 3 – Sound propagation results.

Ceiling Treatment	ML	$Lp_{,Source,1m}$ dB(A)	$Lp_{,A,S,4m}$ dB(A)	$Lp_{,8m}$ dB(A)	$D_{2,s}$ dB(A)	ML Level
Not treated (Case 1)	A	62.5	55.0	51.0	4.0	---
	B	62.9	56.0	53.0	3.0	---
	C	62.8	55.0	51.0	4.0	---
PU foam 50 mm (Case 2)	A	59.2	48.0	39.0	9.0	L_2
	B	60.9	46.0	42.0	4.0	L_3
	C	59.7	45.0	41.0	4.0	L_3
Glass wool tile 25 mm with plenum [36] (Case 3)	A	61.0	48.0	39.0	9.0	L_2
	B	61.0	47.0	42.0	5.0	L_3
	C	61.2	46.0	41.0	5.0	L_3
Sheep wool 75 mm [37] (Case 4)	A	61.0	48.0	38.0	10.0	L_2
	B	60.9	46.0	40.0	6.0	L_2
	C	61.2	46.0	41.0	5.0	L_3
Camel wool 50 mm [32] (Case 5)	A	61.2	49.0	41.0	8.0	L_2
	B	61.2	49.0	44.0	5.0	L_3
	C	61.4	48.0	43.0	5.0	L_3
CFF nonwoven 50 mm [20] (Case 6)	A	61.1	49.0	41.0	8.0	L_2
	B	61.2	48.0	43.0	5.0	L_3
	C	61.3	47.0	42.0	5.0	L_3
Leather scraps 50 mm [33] (Case 7)	A	61.5	51.0	45.0	6.0	L_3
	B	61.6	51.0	47.0	4.0	L_3
	C	61.7	50.0	46.0	4.0	L_3

The Level in the last column of Table 3 refers to the propagation of sound along a measurement line (ML), and is classified into three categories L_1, L_2 and L_3 [35]. Level L_1 is for $D_{2,s} \geq 8$ dB(A) and $Lp_{,A,S,4m} \leq 47$ dB(A), Level L_2 is for $D_{2,s} \geq 6$ dB(A) and $Lp_{,A,S,4m} \leq 49$ dB(A), and Level L_3 is for $D_{2,s} \geq 4$ dB(A) and $Lp_{,A,S,4m} \leq 51$ dB(A). $D_{2,s}$ is the rate of spatial decay of A-weighted sound pressure level of speech when doubling the distance between the receiver and the source, while $Lp_{,A,S,4m}$ is the sound pressure level in dB(A) of a receiver positioned 4 m from the source. According to VDI 2569 [35], an open plan office is grouped in a particular RAC if it fulfils the conditions displayed in Table 4.

Table 4 – Classification of open plan offices [35].

RAC	Classification of ML in levels	Reverberation time (s) 125 Hz	Reverberation time (s) 250 Hz to 4 KHz	$L_{NA,Bau}$ dB(A)
A	2/3 of ML in L_1 and rest in L_2	≤ 0.8	≤ 0.6	≤ 35
B	2/3 of ML in L_2 and rest in L_3	≤ 0.9	≤ 0.7	≤ 40
C	1/3 of ML in L_2 and rest in L_3	≤ 1.1	≤ 0.9	≤ 40

Table 5 shows the room classifications obtained when different materials are assigned to the ceiling.

Table 5 – Simulated RAC of the open-plan office.

Open plan office treatment	ML level	RT60 (s) 125 Hz	RT60 (s) 4 KHz	$L_{NA,Bau}$ dB(A)	RAC
Not treated (case 1)	---	1.04	1.21 - 1.16	40.0	---
PU foam 50 mm (case 2)	1/3 L_2, 2/3 L_3	0.82	0.53 - 0.41	40.0	C
Glass wool tile 25 mm [36] (case 3)	1/3 L_2, 2/3 L_3	0.79	0.56 - 0.40	40.0	C
Sheep wool 75 mm [37] (case 4)	2/3 L_2, 1/3 L_3	0.58	0.48 - 0.42	40.0	B
Camel wool 50 mm [32] (case 5)	1/3 L_2, 2/3 L_3	0.88	0.68 - 0.41	40.0	C
CFF nonwoven 50 mm [20] (case 6)	1/3 L_2, 2/3 L_3	0.84	0.64 - 0.44	40.0	C
Leather scraps 50 mm [33] (case 7)	all in L_3	0.96	0.92 - 0.40	40.0	---

4 Discussion

The literature review reveals a growing interest in animal-based waste for building acoustic use, with the predominance of publications on sound-absorbing applications to the detriment of airborne or impact sound insulation. In this context, wool waste is the main raw material for this purpose. The results of the acoustic simulations with synthetic absorbers and with animal waste sound absorbers are very close. The room with synthetic sound absorbers in the ceiling met VDI 2569:2019 [35] in acoustic class C, while sheep wool, camel wool and CFF nonwoven met acoustic classes B, C and C, respectively. The room with leather scraps (Case 7) did not meet the standard recommendations for any class [35], possibly due to the lack of sound absorption of the material between 125 Hz and 500 Hz. In general, synthetic materials were slightly more effective at reducing noise than non-traditional sound absorbers, with an average difference of around 2 dB(A). When the listener's distance from the sound source is doubled, the average value of the D_2,s descriptor for the untreated room is 4 dB(A), and 6 dB(A) for the room with the synthetic and non-traditional absorbers. Figure 3 confirms that synthetic and most animal-based waste sound absorbers analysed, due to their fibrous and porous nature, have similar acoustic behaviour, i.e. good sound absorption at medium and high frequencies and poor performance at low frequencies. When PU foam (Case 2), glass wool tiles (Case 3), camel wool (Case 5) and non-woven CFF (Case 6) are used in the room, there is a closeness between the RT60 values below 500 Hz. The greatest differences are found when using sheep wool (Case 4) or leather scraps (Case 7). In this range, the RT60 of the room with PU foam is slightly lower than with CFF non-woven and camel wool, probably due to the porous internal microstructure of the foam, which leads to greater resistance to airflow and therefore greater dissipation of sound energy. In addition, it is possible to obtain higher RAC indices with the use of sound absorbers based on animal fibres and waste, as in the case of sheep wool, where the room obtained the best RAC index (B) (see Table 5).

5 Conclusions

From an acoustic point of view, sound absorbers made from animal fibres and waste show equivalent performance to synthetic sound absorbers. However, for its scalability and widespread adoption in buildings, some technical barriers need to be overcome, such as its low durability and resistance to fire. Most of the materials found in literature are still at the prototype stage and need further development to meet certification requirements before they can be applied to buildings. The price of non-recycled acoustic materials tends to be lower than that of recycled materials of animal and synthetic origin. The fibrillar nature of most animal waste materials gives them good performance at

medium and high frequencies and poor performance at low frequencies. Future research could focus on this aspect, and broaden their scope of use, such as in acoustic panels and acoustic barriers. Other topics that deserve further research are new biopolymer matrices in composites, the combination of different types of animal fibres, and the mixture of animal fibres with vegetable and synthetic fibres.

Acknowledgment

Acknowledgment: The authors would like to thank the HEAD-Genuit-Stiftung Foundation (Project nº: P-22/03-W) and the support of Itecons in Coimbra; they are also grateful for the Foundation for Science and Technology's support through funding UIDB/04625/2020 from the research unit CERIS (DOI: 10.54499/UIDB/04625/2020) and to Itecons in Coimbra.

References

[1] Montes González, D., Barrigón Morillas, J. M., & Rey-Gozalo, G. (2023). Effects of noise on pedestrians in urban environments where road traffic is the main source of sound. Science of The Total Environment, 857, 159406. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2022.159406.

[2] Ma, S., Chen, M., Liu, L., Dai, C., & Chen, Y. (2022). Preparation of Hu sheep wool/polyacrylonitrile oxidized fiber flame retardant and sound absorption material. Journal of Industrial Textiles, 52, 15280837221115068. https://doi.org/10.1177/15280837221115067.

[3] Basner, M., Babisch, W., Davis, A., Brink, M., Clark, C., Janssen, S., & Stansfeld, S. (2014). Auditory and non-auditory effects of noise on health. In The Lancet. https://doi.org/10.1016/S0140-6736(13)61613-X.

[4] Arruda, E. H., Melatto, R. A. P. B., Levy, W., & Conti, D. de M. (2021). Circular economy: A brief literature review (2015–2020). Sustainable Operations and Computers, 2, 79–86. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.susoc.2021.05.001.

[5] United Nation Environment Programme, Environment for development. https://www.unep.org/resources/factsheet/united-nations-environment-programme-unep-energy-finance. [Online]. [Accessed: June 04, 2024].

[6] Oliveira, M. A., & António, J. (2024). Animal-based waste for building acoustic applications: A review. Journal of Building Engineering, 84, 108430. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jobe.2023.108430

[7] Ballagh, K. O. 1996. Acoustical properties of wool. Applied Acoustics 48 (2):101–20. Doi:10.1016/0003-682X(95)00042-8.

[8] Broda, J., & Bączek, M. (2020). Acoustic Properties of Multi-Layer Wool Nonwoven Structures. Journal of Natural Fibres, 17(11), 1567–1581. https://doi.org/10.1080/15440478.2019.1584078.

[9] Rubino, C., Bonet Aracil, M., Liuzzi, S., Stefanizzi, P., & Martellotta, F. (2021). Wool waste used as sustainable nonwoven for building applications. Journal of Cleaner Production, 278, 123905. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123905

[10] Qiu, H., & Enhui, Y. (2017). Effect of Thickness, Density and Cavity Depth on the Sound Absorption Properties of Wool Boards. Autex Research Journal, 18. https://doi.org/10.1515/aut-2017-0020.

[11] Bosia, D., Savio, L., Thiebat, F., Patrucco, A., Fantucci, S., Piccablotto, G., & Marino, D. (2015). Sheep Wool for Sustainable Architecture. Energy Procedia, 78, 315–320. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.650.

[12] Pennacchio, R., Savio, L., Bosia, D., Thiebat, F., Piccablotto, G., Patrucco, A., & Fantucci, S. (2017). Fitness: Sheep-wool and Hemp Sustainable Insulation Panels. Energy Procedia, 111, 287–297. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.030.

[13] Alyousef, R. (2022). Enhanced acoustic properties of concrete composites comprising modified waste sheep wool fibres. Journal of Building Engineering, 56, 104815. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jobe.2022.104815

[14] Dieckmann, E., Dance, S., Sheldrick, L., & Cheeseman, C. (2018). Novel sound absorption materials produced from air laid non-woven feather fibres. Heliyon, 4(9), e00818. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2018.e00818.

[15] Bousshine, S., Ouakarrouch, M., Bybi, A., Laaroussi, N., Garoum, M., & Tilioua, A. (2022). Acoustical and thermal characterization of sustainable materials derived from vegetable, agricultural, and animal fibres. Applied Acoustics, 187. https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108520.

[16] Lv, L., Bi, J., Yu, X., Wang, X., Wei, C., & Cui, Y. (2016). Sound absorption properties of composites made of discarded duck feathers. Tekstil ve Konfeksiyon, 26, 153–158.

[17] Casadesús, M., Álvarez, M. D., Garrido, N., Molins, G., Macanás, J., Colom, X., Cañavate, J., & Carrillo, F. (2019). Environmental impact assessment of sound absorbing nonwovens based on chicken feathers waste. Resources, Conservation and Recycling, 149, 489–499. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.resconrec.2019.06.009.

[18] Ilangovan, M., Navada, A. P., Guna, V., Touchaleaume, F., Saulnier, B., Grohens, Y., & Reddy, N. (2022). Hybrid biocomposites with high thermal and noise insulation from discarded wool, poultry feathers, and their blends. Construction and Building Materials, 345, 128324. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2022.128324.

[19] Constantin, M., Constantin, L. A., Aradoaei, S., Aradoaei, M., Bratu, M., & Vasile, O. (2022). Acoustic Properties of a New Composite Material Obtained from Feather Flour and Recycled Polypropylene. Materiale Plastice, 58, 84–93. https://doi.org/10.37358/MP.21.4.5534.

[20] Kusno, A., Mulyadi, R., Sakagami, K., Okuzono, T., Toyoda, M., Otsuru, T., & Kamil, K. (2019). A pilot study on the sound absorption characteristics of chicken feathers as an alternative sustainable acoustical material. Sustainability (Switzerland), 11(5). https://doi.org/10.3390/su11051476.

[21] Yang, S., Yu, W., & Pan, N. (2010). Investigation of the sound-absorbing behavior of fiber assemblies. Textile Research Journal, 81(7), 673–682. https://doi.org/10.1177/0040517510385177.

[22] Abdulmunem, A. R., Samin, P. M., Sopian, K., Hoseinzadeh, S., Al-Jaber, H. A., & Garcia, D. A. (2022). Waste chicken feathers integrated with phase change materials as new inner insulation envelope for buildings. Journal of Energy Storage, 56, 106130. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.est.2022.

[23] Saravanan, K., & C, P. (2019). Study of Acoustic Properties of Chicken Feather Fibre (CFF) and Its Hybrid Composites. Journal of Natural Fibres, 18, 1–8. https://doi.org/10.1080/15440478.2019.1629560.

[24] Bessa, J., Souza, J., Lopes, J. B., Sampaio, J., Mota, C., Cunha, F., & Fangueiro, R. (2017). Characterization of thermal and acoustic insulation of chicken feather reinforced composites. Procedia Engineering, 200, 472–479. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.07.066.

[25] Safaric, R., Fras Zemljič, L., Novak, M., Dugonik, B., Bratina, B., Gubeljak, N., Bolka, S., & Strnad, S. (2020). Preparation and Characterisation of Waste Poultry Feathers Composite Fibreboards. In Materials (Vol. 13, Issue 21). https://doi.org/10.3390/ma13214964

[26] Barbanera, M., Belloni, E., Buratti, C., Calabrò, G., Marconi, M., Merli, F., & Armentano, I. (2020). Recycled leather cutting waste-based boards: thermal, acoustic, hygrothermal and ignitability properties. Journal of Material Cycles and Waste Management, 22. https://doi.org/10.1007/s10163-020-01024-3.

[27] Pu, H., Shu, C., Dai, R., Chen, H., & Shan, Z. (2022). Mechanical, thermal and acoustical characteristics of composite board kneaded by leather fiber and semi-liquefied bamboo. Construction and Building Materials, 340, 127702. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2022.127702.

[28] Rämmal, H., & Lavrentjev, J. (2020). Acoustic study of novel eco-friendly material for vehicle NVH applications. Materials Today: Proceedings, 28, 2331–2337. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.04.632.

[29] Abdi, D. D., Monazzam, M., Taban, E., Putra, A., Golbabaei, F., & Khadem, M. (2021). Sound absorption performance of natural fiber composite from chrome shave and coffee silver skin. Applied Acoustics, 182, 108264. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108264.

[30] Nanda, B. P., & Satapathy, A. (2020). Thermal, acoustic, and dielectric behavior of epoxy-based hybrid composites using short hair fiber. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 42(6), 306. https://doi.org/10.1007/s40430-020-02398-z.

[31] Guna, V., Yadav, C., Maithri, B. R., Ilangovan, M., Touchaleaume, F., Saulnier, B., Grohens, Y., & Reddy, N. (2021). Wool and coir fiber reinforced gypsum ceiling tiles with enhanced stability and acoustic and thermal resistance. Journal of Building Engineering, 41, 102433. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.102433.

[32] Beheshti, M. H., Khavanin, A., Safari Varyani, A., Yahya, M. N. Bin, Alami, A., Khajenasiri, F., & Talebitooti, R. (2022). Improving the Sound Absorption of Natural Waste Material-based Sound Absorbers Using Micro-perforated Plates. Journal of Natural Fibres, 19(13), 5199–5210. https://doi.org/10.1080/15440478.2021.1875364.

[33] Abdi, D. D., Monazzam, M., Taban, E., Putra, A., Golbabaei, F., & Khadem, M. (2021). Sound absorption performance of natural fiber composite from chrome shave and coffee silver skin. Applied Acoustics, 182, 108264. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108264.

[34] ISO 3382-3:2022, Acoustics - Measurement of room acoustic parameters – Part 3: Open plan offices, International Organization for Standardization. Geneva, Switzerland; 2022.

[35] VDI 2569:2019, Sound protection and acoustical design in offices, The Association of German Engineers. Düsseldorf, Germany,2022.

[36] Hout, G.V., & Reeve, W. (2017). Effect of plenum absorption on ceiling attenuation. New Zealand Acoustics, 30, 10-21.

[37] Ballagh, K. O. 1996. Acoustical properties of wool. Applied Acoustics 48 (2):101–20. Doi:10.1016/0003-682X(95)00042-8.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

AVALIAÇÃO DE DIVISÓRIAS INTERNAS FRENTE AO RUÍDO DE VIZINHANÇA SOB A PERSPECTIVA DOS USUÁRIOS NO ÂMBITO BRASILEIRO, ESPANHOL E PORTUGUÊS

Sérgio Klippel Filho[1], Jorge Patrício[2], Bernardo Tutikian[3]

[1]PPGEC, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, RS, Brasil
{sergioklip@edu.unisinos.br}
[2]Laboratório Nacional de Engenharia Civil, Lisboa, Portugal
{jpatricio@lnec.pt}
[3]PPGEC, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, RS, Brasil
{bftutikian@unisinos.br}

Resumo

A garantia do conforto e privacidade acústica para os usuários das edificações é função da capacidade de isolamento sonoro dos sistemas construtivos, sendo regulamentado por descritores e intervalos de isolamento acústico definidos pelas normas e legislação, tanto no Brasil como na Espanha e em Portugal. No âmbito das edificações, o ruído de vizinhança é um fator de incômodo considerável aos usuários das unidades atingidas, ocorrendo, muitas vezes, em níveis superiores aos definidos como base para delimitação do isolamento sonoro a ser cumprido pelos sistemas construtivos. Diante disto, a presente pesquisa se propõe a avaliar a efetividade do isolamento sonoro de sistemas de divisória interna, sob a perspectiva do usuário, considerando o ruído de vizinhança e o cumprimento dos limites legais e normativos, em uma situação aplicada à realidade do Brasil, Espanha e Portugal. Os resultados obtidos pela pesquisa indicam que a especificação das divisórias apenas pelos descritores de isolamento sonoro não é suficiente para garantia da satisfação dos usuários quando expostos ao ruído de vizinhança.

Palavras-chave: desempenho acústico, isolamento aos sons aéreos, sistemas de vedação vertical, ruído de vizinhança.

Abstract

Assuring acoustic comfort and privacy to the buildings users is one of the assignments expected to be fulfilled by the constructive systems acoustic sound insulation. This requirement is regulated by acoustic descriptors and limits imposed by laws and standards stablished in Brazil, Spain and Portugal. Into the building environment, neighbouring noise can be a considerable annoying factor to the affected units, occurring, many times, in superior levels than those considered to the sound insulation minimum ratings establishment. Considering this, the following research aims to evaluate the efficaciously of the intern walls sound insulation ratings, from the perspective of the user, considering neighbouring noise and the standard minimum sound insulation requirements in Brazil, Spain and Portugal. The obtained results indicate that prescription of a building construction system exclusively oriented by the minimum sound insulation requirement cannot guarantee the effectiveness of the building sound insulation from the optics of the user satisfaction against neighbouring noise.

Keywords: acoustic performance, airborne sound insulation, separating walls, neighbour noise.

PACS no. 40.50.-x, 43.50.Jh, 43.55.Rg.

1 Introdução

Com a finalidade de promover a habitabilidade dos ambientes construídos, a avaliação do desempenho dos sistemas construtivos que compõem uma edificação é indispensável para o contentamento dos usuários no desenvolvimento de suas atividades, área na qual o isolamento acústico desempenha um papel importante e fundamental independentemente do tipo de uso destinado à edificação. A percepção e sensibilidade dos usuários frente aos ruídos tem a tendência de aumentar com o tempo, requisitando atualização contínua dos parâmetros de aceitação e desempenho. Neste sentido, soluções construtivas com um adequado isolamento acústico são necessárias para a garantia do desenvolvimento das atividades em harmonia e privacidade acústica entre as unidades de uma edificação, devendo integrar o programa de necessidades de uma edificação desde o primeiro estágio para garantia de satisfação futura dos usuários [1, 2, 3 e 4].

Assim, fica evidente a necessidade de um isolamento sonoro, por parte dos sistemas construtivos, capaz de atenuar os sons externos, para níveis adequados, e possibilitar o desenvolvimento de atividades geradoras de ruído nos ambientes internos sem impactar as unidades adjacentes, garantindo a privacidade sonora [1, 5].

Considerando a normalização do desempenho das edificações e seus sistemas construtivos, no Brasil, tal papel é desempenhado pela norma ABNT NBR 15575-4 [6], que impõe a necessidade de atendimento de diversos requisitos, dentre eles o isolamento aos sons aéreos. No âmbito dos sistemas de vedação vertical internos, o isolamento sonoro é avaliado por meio de valores mínimos de diferença padronizada de nível ponderada ($D_{nT,w}$), havendo limites intermediários e superiores de desempenho como um fator de diferencial.

Na Espanha os requisitos de desempenho acústico para os componentes da edificação se dão pela Lei n° 7/2002 [22], avaliando o isolamento dos sistemas construtivos internos por meio da diferença padronizada de nível ponderada em A ($D_{nT,A,w}$). E em Portugal, de forma análoga, a regulamentação do isolamento sonoro a ser garantido pelos sistemas construtivos é prevista pelo Decreto-Lei n.º 129/2002 [7], em termos de valores mínimos de $D_{nT,w}$, para edificações de diversos tipos de uso, de forma obrigatória.

A verificação do desempenho acústico das edificações, nos três países, deve ser realizada com a edificação na configuração de entrega ao cliente, ou seja, com a obra finalizada. Neste sentido, Rasmussen [8] e Newell [9] recomendam que o desempenho acústico dos sistemas construtivos deve ser levado em consideração desde a fase de concepção e projeto do empreendimento, seleção dos componentes e materiais construtivos, e controle da execução, para que, quando da edificação finalizada, as medições para verificação de desempenho não tragam surpresas desagradáveis à construtora.

Do ponto de vista brasileiro, a norma ABNT NBR 15575-4 [6] busca correlacionar o índice de isolamento sonoro aos sons aéreos com a inteligibilidade da fala em ambientes adjacentes por meio da consideração dos limites de ruído ambiental presentes nas normas nacionais (ABNT NBR 10151 [10] e ABNT NBR 10152 [11]). Neste caso, não há especificação das características espectrais do som emissor considerado, mas a norma indica que um sistema de compartimentação com $D_{nT,w} \geq 50$ dB é suficiente para que ruídos de vizinhança (fala alta) não sejam audíveis no ambiente receptor. Tal afirmação dificulta uma avaliação assertiva pois não indica o nível sonoro emissor considerado, podendo haver insatisfação do usuário quando do estabelecimento de níveis mais elevados.

No âmbito da acústica de edifícios, Patrício [12] indica que as fontes de ruído internas à edificação possuem origem dos equipamentos prediais de uso coletivo e pelas atividades decorrentes do uso pelos usuários em suas unidades privadas ou áreas comuns. Neste cenário, considerando o ruído de vizinhança decorrente do uso da edificação, Maschke e Niemann [13] descrevem que a natureza das fontes emissoras presentes, o incômodo de uma atividade aos demais usuários é muito elevado devido à natureza dos sons presentes.

Considerando o ruído de vizinhança, o teor de informações presente no ruído entre unidades e ambientes é elevado, ao exemplo de conversas, televisões, rádio e música, causando, inconscientemente, um

desprendimento de atenção por parte do ouvinte, de sua atividade original, para entender a mensagem que aquele som indiretamente está passando, gerando desconforto. Tal condição de incômodo é ainda agravada caso o ouvinte conheça seu vizinho e pela impotência frente a sua ocorrência [13].
Desta forma, o presente estudo se propõe a verificar a possibilidade de incômodo aos usuários de unidades atingidas por ruído de vizinhança dentro da própria edificação, considerando espectros de ruído de conversação, em função do sistema construtivo de divisória e dos requerimentos de isolamento aos sons aéreos correntes no Brasil, Espanha e Portugal.

2 Método

Para avaliação do ruído de vizinhança, o trabalho propõe um ambiente utilizado como dormitório de uma unidade habitacional, o qual possui uma parede de geminação com outra unidade adjacente. Os dois ambientes possuem as mesmas dimensões e configuração, sendo divididos pela parede divisória de interesse, formando um ambiente receptor e outro emissor de ruído. As dimensões de ambos ambientes foi definida a partir das recomendações de Neufert [14]. A Figura 1 ilustra as dimensões adotadas e a identificação das junções entre a parede divisória e seus elementos de contorno.

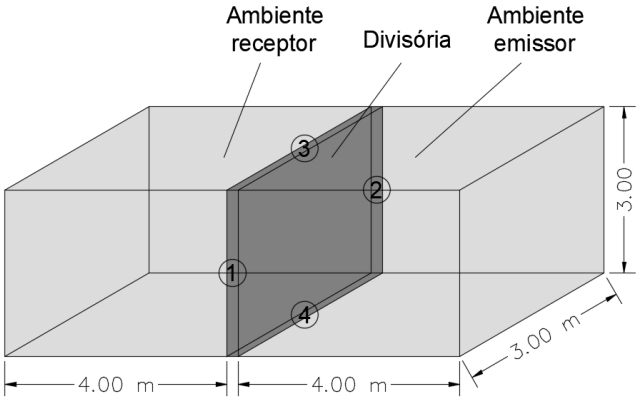
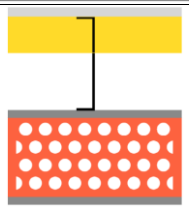
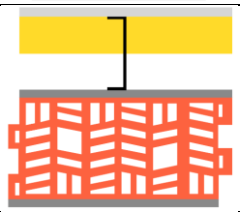


Figura 1 – Configuração dos ambientes e conexões entre os elementos

De modo a subsidiar e viabilizar a análise, foram selecionadas três tipologias de sistema de vedação vertical interno usualmente disponíveis e utilizados no Brasil, Espanha e Portugal, com diferentes capacidades de isolamento aos sons aéreos, sendo caracterizados em laboratório por Guillen et al. [15] e Oliveira et al. [16]. Para a análise de cada sistema de divisória, foi considerado que as outras três paredes que compõem cada ambiente são idênticas à divisória sob análise e um sistema de laje maciça em betão armado foi padronizada para todas as configurações para delimitação do pavimento inferior e superior à divisória de interesse. Os índices de redução sonora do sistema de piso foram obtidos a partir das indicações da norma ABNT NBR ISO 12354-1 [17]. Desta forma, a Tabela 1 descreve e especifica as principais características físicas dos sistemas de divisória e de piso, e a Figura 2 ilustra os índices de redução sonora de cada sistema construtivo.

Tabela 1 – Característica dos sistemas construtivos

Nomenclatura	Descrição	Composição	Massa sup. (kg/m²)
DIV-1	Parede de blocos cerâmicos estruturais (14 cm) + revestimento em argamassa em ambas as faces (2 cm)		234
DIV-2	Parede de tijolos cerâmicos (11 cm) revestida em argamassa em ambas as faces (1 cm) + *steelframe* com caixa de ar (8 cm) e lã mineral (5 cm) + placa de gesso acartonado (1,25 cm)		221
DIV-3	Parede de blocos cerâmicos (14 cm) revestida em argamassa em ambas as faces (1 cm) + *steelframe* com caixa de ar (5 cm) e lã mineral (5 cm) + placa de gesso acartonado (1,25 cm)		199
Laje maciça B.A.	Laje maciça de betão armado (12 cm)		264

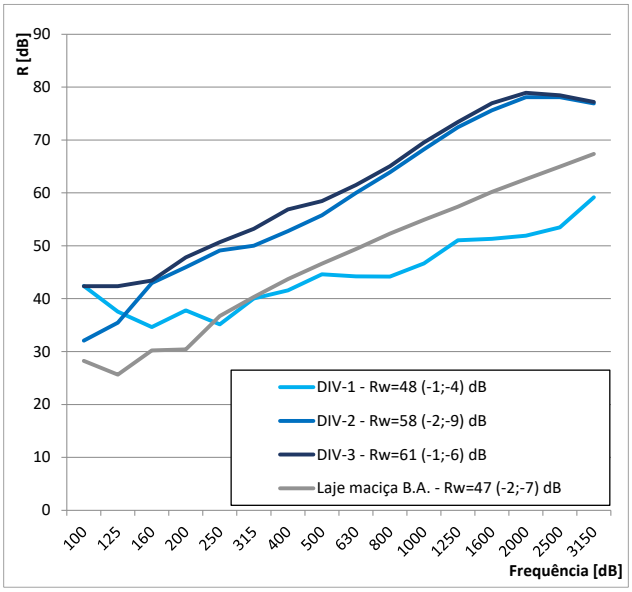


Figura 2 – Índices de redução sonora dos sistemas construtivos

De posse dos índices de redução sonora de cada sistema construtivo, sua capacidade de isolamento sonoro *in situ* prevista para a condição de ambiente proposta foi estimada a partir das prescrições da norma ABNT NBR ISO 12354-1 [17]. Para tal, os índices de redução sonora de cada um dos três sistemas de parede e do sistema de piso foram corrigidos para valores *in situ* (R_{situ}).

Para retratar uma condição de campo, as análises foram realizadas em bandas de frequência de um terço de oitava, nas bandas centrais de 100 a 3.150 Hz. A transmissão marginal foi estimada a partir da relação de massas superficiais, definidas pela homogeneização da massa dos componentes que compõem cada sistema construtivo, e foram definidas junções do tipo "T" para as arestas 1 e 2, e do tipo "X" para as

arestas 3 e 4, a partir da identificação presente na Figura 1. Todas as junções foram consideradas rígidas para determinação dos índices de redução de vibração (K_{ij}) associados à transmissão marginal entre os elementos.

A capacidade de isolamento aos sons aéreos foi estimada, considerando as transmissões marginais, por meio da diferença padronizada de nível (D_{nT}), para cada banda central de frequências, e seu resultado ponderado ($D_{nT,w}$) foi obtido com base nas premissas da norma ISO 717-1 [18]. A diferença padronizada de nível (D_{nT}) foi calculada a partir da Equação 1:

$$D_{nT} = -10\log\left[10^{\frac{-R_{Dd}}{10}} + \sum_{F=f=1}^{n} 10^{\frac{-R_{Ff}}{10}} + \sum_{f=1}^{n} 10^{\frac{-R_{Df}}{10}} + \sum_{F=1}^{n} 10^{\frac{-R_{Fd}}{10}}\right] + 10\log\left[\frac{(0{,}16V)}{(0{,}5S)}\right], \quad (1)$$

sendo: D_{nT} é a diferença padronizada de nível; R_{Dd} é o índice de redução sonora do elemento de separação direta; R_{Ff} é o índice de redução sonora do elemento do encaminhamento marginal *Ff*; R_{Df} é o índice de redução sonora do elemento do encaminhamento marginal *Df*; R_{Fd} é o índice de redução sonora do elemento do encaminhamento marginal *Fd*; *V* é o volume do ambiente receptor; *S* é a área do elemento de separação direto.

Ainda, seguindo as mesmas premissas, foi determinada a diferença padronizada de nível ponderada em A ($D_{nT,A}$), sendo também calculado o valor ponderado ($D_{nT,A,w}$) por meio da norma ISO 717-1 [18]. A diferença padronizada de nível ponderada em A ($D_{nT,A}$) foi determinada por meio da Equação 2:

$$D_{nT,A} = -10\log\left[10^{\frac{-R_{Dd,A}}{10}} + \sum_{F=f=1}^{n} 10^{\frac{-R_{Ff,A}}{10}} + \sum_{f=1}^{n} 10^{\frac{-R_{Df,A}}{10}} + \sum_{F=1}^{n} 10^{\frac{-R_{Fd,A}}{10}}\right] + 10\log\left[\frac{(0{,}32V)}{(S)}\right], \quad (2)$$

sendo: $D_{nT,A}$ é a diferença padronizada de nível ponderada em A; $R_{Dd,A}$ é o índice de redução sonora do elemento de separação direta ponderado em A; $R_{Ff,A}$ é o índice de redução sonora do elemento do encaminhamento marginal *Ff* ponderado em A; $R_{Df,A}$ é o índice de redução sonora do elemento do encaminhamento marginal *Df* ponderado em A; $R_{Fd,A}$ é o índice de redução sonora do elemento do encaminhamento marginal *Fd* ponderado em A; *V* é o volume do ambiente receptor; *S* é a área do elemento de separação direto.

De modo a avaliar a influência da capacidade de isolamento sonoro do sistema de divisória frente ao ruído de vizinhança, sob a perspectiva de um usuário no ambiente receptor, foram selecionados quatro espectros de fala masculina. Neste caso, foram selecionados dados de fala masculina pois possuem maior energia sonora, para um mesmo nível de esforço, do que a voz feminina. Tais espectros de fala possuem níveis de pressão sonora distintos, em bandas de um terço de oitava de 100 a 3.150 Hz, e foram retratos no estudo de Pearsons, Bennett e Fidell [19], conforme indica Olsen [20], sendo medidos em câmara anecoica e baseados na locução de um texto padrão. Tais espectros compõem a fonte emissora, presente no ambiente emissor, utilizada neste trabalho e estão presentes na Figura 3.

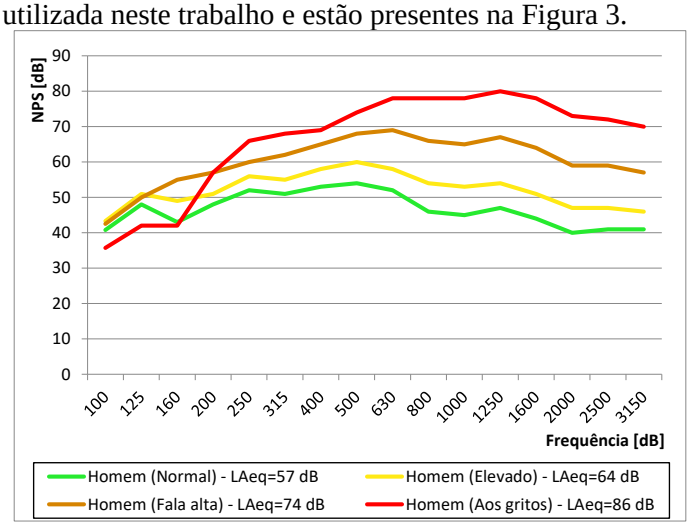


Figura 3 – Espectros de conversação de homens (adaptado de Olsen [20])

Por meio dos espectros de fala, utilizados como fonte emissora, e da previsão de isolamento aos sons aéreos (D_{nT}) de cada sistema construtivo de divisória, o nível de pressão sonora no ambiente receptor, em cada banda central de frequências, foi calculado a partir da Equação 3.

$$L_{eq,rec} = L_{eq,emi} - D_{nT} + 10\log\left(\frac{T}{T_0}\right), \quad (3)$$

sendo: $L_{eq,rec}$ é o nível de pressão sonora equivalente estabelecido no ambiente receptor, em dB; $L_{eq,emi}$ é o nível de pressão sonora equivalente estabelecido no ambiente emissor, em dB; D_{nT} é a diferença padronizada de nível estimada de cada sistema, em dB; T é o tempo de reverberação do ambiente receptor, considerado igual a 0,5 s; T_0 é o tempo de reverberação de referência, igual a 0,5 s.

Ainda, a partir dos níveis de pressão sonora calculados para o ambiente receptor, foi determinado seu valor equivalente ponderado em A (L_{Aeq}) com base nas premissas da curva de ponderação A da norma IEC 61672-1 [21].

Para ambientes com a finalidade de dormitório, a norma brasileira ABNT NBR 10152 [11] adota como limite para o nível de pressão sonora ponderado em A (L_{Aeq}) de 35 dB, enquanto que a legislação espanhola, em termos da Lei n° 7/2002 [22], preconiza um L_{Aeq} limite mais restritivo para o período noturno, de 30 dB. Em termos espectrais, a ABNT NBR 10152 [11] impõe como limite a Curva NC-30 (Noise Comfort Curves).

Por meio de tais definições, subsidiado pela amplificação do incômodo associado ao teor de informações presente em conversações, a Tabela 2 indica a proposição deste trabalho para a avaliação da perspectiva de incômodo do usuário em função do ruído estabelecido no ambiente receptor, em termos equivalentes e por banda de frequências. Tais limites de análise para ocorrência de incômodo foram baseados nos limites normativos e da legislação supracitados, e pelo estudo de Maschke e Niemann [13], sendo propostos mais dois limites, com diferenças de 5 dB, de modo a promover diferenças perceptíveis de nível sonoro.

Tabela 2 – Possibilidade de incômodo na dependência do nível sonoro em dormitórios

Avaliação	L_{Aeq} (dB)	Curva NC
Provável ocorrência de incômodo	35	NC-30
Possível ocorrência de incômodo	30	NC-25
Baixa probabilidade de incômodo	25	NC-20

Frente à regulamentação de cada país, os intervalos de avaliação da capacidade mínima de isolamento aos sons aéreos de paredes que dividem dormitórios entre unidades habitacionais estão presentes na Tabela 3, conforme a norma brasileira ABNT NBR 15575-4 [6], Decreto-Lei n.º 129/2002 [7] português, e Código de Edificações [23] espanhol.

Tabela 3 – Isolamento acústico aos sons aéreos de divisórias entre dormitórios no Brasil, Espanha e Portugal

País	Parâmetro de avaliação	Nível de desempenho
Brasil	$45 \leq D_{nT,w} \geq 49$ dB	Mínimo
	$50 \leq D_{nT,w} \geq 54$ dB	Intermediário
	$D_{nT,w} \geq 55$ dB	Superior
Espanha	$D_{nT,A,w} \geq 45$ dB	-
Portugal	$D_{nT,w} \geq 50$ dB	-

3 Resultados e discussão

Iniciando a apresentação dos resultados e discussão, a Tabela 4 indica a capacidade de isolamento aos sons aéreos ponderada, estimada considerando as contribuições marginais, das três composições de divisória e sua avaliação de desempenho e atendimento dos requisitos do Brasil, Espanha e Portugal.

Tabela 4 – Avaliação dos sistemas construtivos frente aos requisitos de cada país

Nomenclatura	$D_{nT,w}$ (dB)	$D_{nT,A,w}$ (dB)	Nível de desempenho		
			Brasil	Espanha	Portugal
DIV-1	46	48	Mínimo	Atende	Não atende
DIV-2	53	60	Intermediário	Atende	Atende
DIV-3	55	61	Superior	Atende	Atende

Com base na diferença padronizada de nível ponderada obtida por cada sistema construtivo, em ordem de complexidade de sua composição, é possível verificar que cumprem com desempenho mínimo, intermediário e superior frente à norma brasileira. Ainda, as três divisórias possuem capacidade de isolamento aos sons aéreos adequada à legislação espanhola, porém, frente à normalização portuguesa, a parede DIV-1 possui insuficiência de isolamento sonoro.

Em relação à divisória DIV-1, os níveis de pressão sonora estabelecidos no ambiente receptor, por banda de frequências, em função dos espectros de ruído definidos e da capacidade de isolamento do sistema construtivo, estão apresentados na Figura 4.

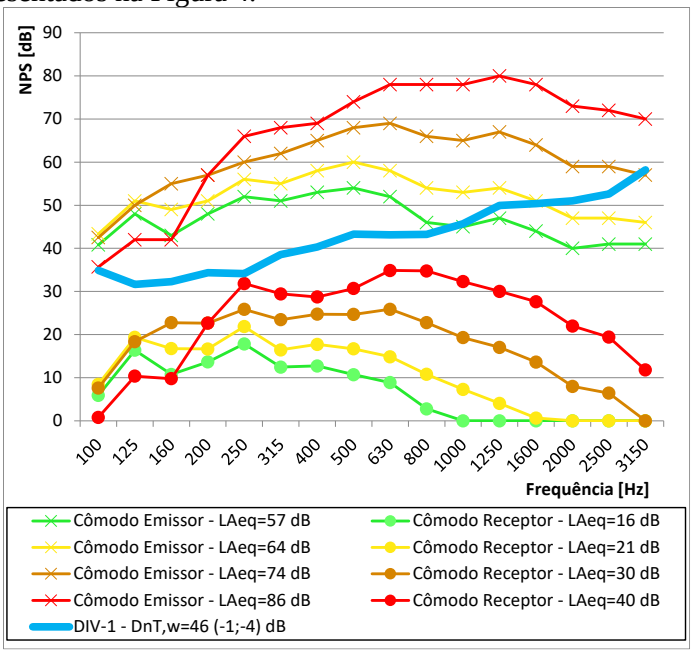


Figura 4 – DIV-1: níveis sonoros estabelecidos nos ambientes

Pela natureza da fonte emissora, há concentração de maior energia sonora na faixa das médias frequências, enquanto que a curva de isolamento sonoro da parede DIV-1 possui um comportamento crescente frente às frequências, resultando em uma menor capacidade de atenuação dos espectros de ruído de vizinhança na faixa de bandas centrais de frequência de 250 a 2.000 Hz.

Considerando os dois espectros de ruído de fala com menor energia sonora (L_{Aeq} de 57 e 64 dB), o sistema de divisória possui isolamento sonoro suficiente para atenuar os níveis sonoros para classificação pela curva NC-15, resultando em uma baixa probabilidade de incômodo para os usuários do ambiente receptor. Todavia, com estabelecimentos de fala com níveis equivalentes ao L_{Aeq} igual a 74

dB no ambiente emissor, a divisória DIV-1 tem menor eficiência na redução sonora e são estabelecidos ruídos classificados pela curva NC-25 no ambiente receptor, introduzindo a possibilidade de incômodo aos usuários. O cenário se acentua quando da presença de ruídos emissores com L_{Aeq} de 86 dB, resultando em uma classificação pela curva NC-40, evidenciando uma insuficiência de isolamento sonoro da divisória, resultando em uma provável ocorrência de incômodo aos usuários do ambiente receptor.

A partir deste panorama, apesar do sistema de parede DIV-1 atender ao requisito mínimo de desempenho brasileiro, e ser adequando frente à legislação espanhola, quando do estabelecimento de níveis de ruído de vizinhança com L_{Aeq} maior ou igual a 74 dB é esperada uma possibilidade de incômodo aos usuários da unidade vizinha.

De forma análoga, considerando o sistema de divisória DIV-2, os níveis de pressão sonora estabelecidos no ambiente receptor, a partir da capacidade de isolamento sonoro da parede e dos níveis de ruído emissores, estão ilustrados na Figura 5.

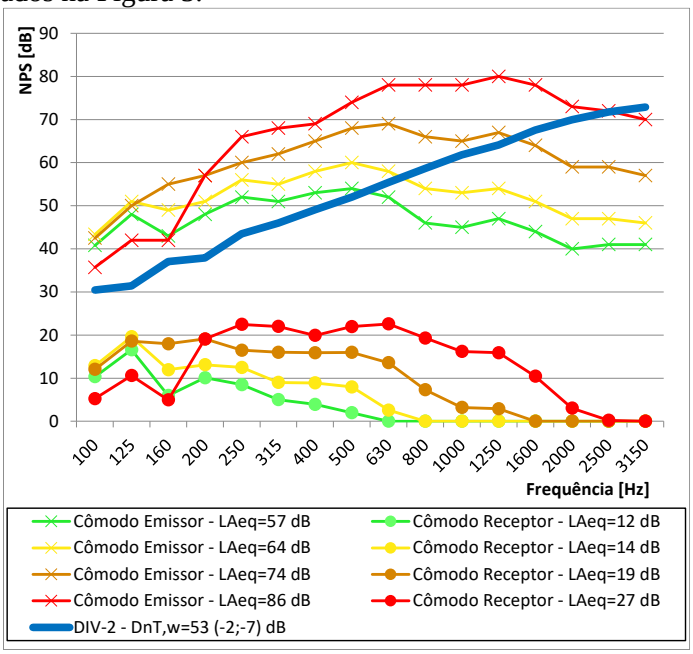


Figura 5 – DIV-2: níveis sonoros estabelecidos nos ambientes

Em termos da parede DIV-2, sua razão de aumento da capacidade de isolamento com as frequências é mais elevada quando comparada à DIV-2, apresentando certa insuficiência de isolamento, frente aos espectros de ruído de maior energia, na faixa de frequências centrais de 200 a 800 Hz.

Todavia, a diferença padronizada de nível estimada para o sistema é suficiente para redução dos níveis de ruído no ambiente receptor para valores na ordem de 20 dB nas bandas de frequências de média frequência, resultando em curvas NC-15 para os espectros de ruído com L_{Aeq} de 57 a 74 dB, e curva NC-20 para o ruído de fala com maior energia. Desta forma, com utilização deste sistema construtivo é esperada uma baixa probabilidade de incômodo dos usuários da unidade receptora.

Desta forma, o sistema de divisória DIV-2 possui uma capacidade de isolamento sonoro adequada para uma baixa probabilidade de incômodo aos usuários do ambiente receptor, além de ser classificada com desempenho intermediário frente à norma brasileira e estar de acordo com o requisito espanhol e português.

Por último, os dados para a análise dos níveis ruído de vizinhança estabelecidos no ambiente receptor com utilização da divisória DIV-3 estão expressos por meio da Figura 6.

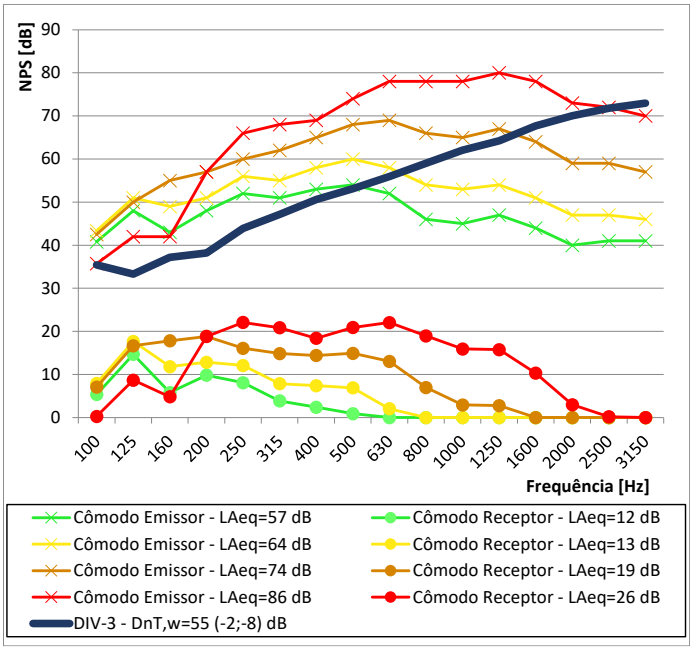


Figura 6 – DIV-3: níveis sonoros estabelecidos nos ambientes

Para o sistema de parede DIV-3, seu comportamento frente às frequências é similar ao da DIV-2, porém, com maior capacidade de isolamento sonoro nas bandas de baixa e média frequência, resultando ligeiramente em uma maior eficiência na atenuação dos níveis de ruído estabelecidos no ambiente receptor.

De forma correlata ao sistema DIV-2, a divisória DIV-3 possui capacidade de isolamento ao ruído de vizinhança suficiente para reduzir os sons emissores de maior energia para curvas de classificação NC-20 no ambiente receptor, resultando em uma prospecção de baixa probabilidade de incômodo aos usuários.

Esta avaliação indica que o sistema construtivo DIV-3 também é adequado para utilização considerando todos os espectros de fala propostos, além de ter potencial para cumprimento com o desempenho superior frente à norma brasileira e ser adequado perante à legislação da Espanha e Portugal.

De forma complementar à análise dos níveis sonoros previstos no ambiente receptor por banda de frequências, a Figura 7 apresenta os resultados equivalentes do nível de pressão sonora no ambiente receptor, em função dos espectros de ruído e da atenuação sonora promovida pelos sistemas de divisória propostos.

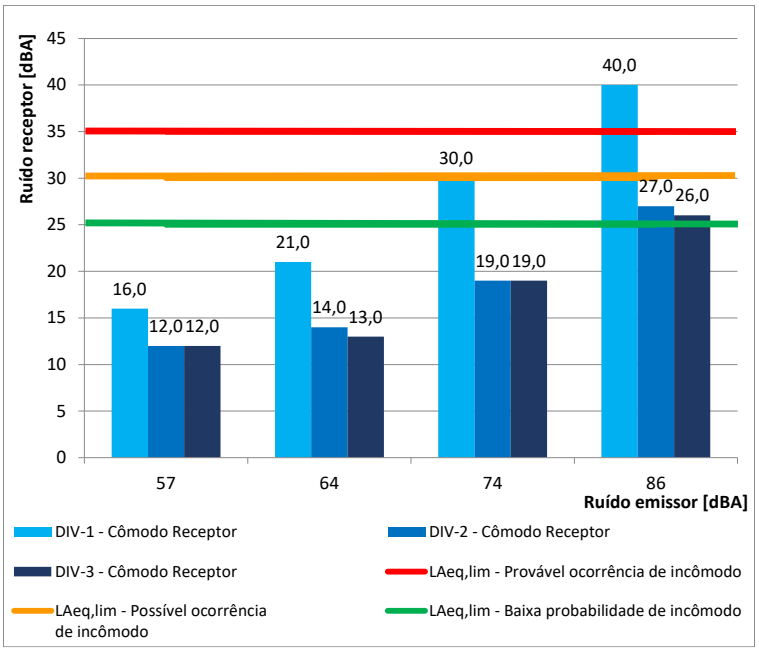


Figura 7 – Níveis de ruído equivalentes estabelecidos no ambiente receptor na dependência de cada divisória e espectro de conversação

A partir da representação gráfica dos níveis de pressão sonora equivalentes ponderados em A do ruído estabelecido no ambiente receptor, fica evidente que os três sistemas construtivos de parede possuem capacidade de isolamento sonora adequada para atenuação do ruído de vizinhança para níveis nos quais pode ser considerada uma baixa probabilidade de incômodo. O cenário muda para a DIV-1 quando considerado o espectro de fala com L_{Aeq} igual a 74 dB, sendo constatada uma insuficiência de isolamento sonoro suficiente para que haja uma possível ocorrência de incômodo.

Tal situação de insuficiência de isolamento sonoro é agravada quando considerado o nível de ruído emissor com L_{Aeq} de 86 dB, no qual é esperada uma provável ocorrência de incomodo aos usuários do ambiente receptor quando do uso da DIV-1, e uma possível ocorrência de incômodo aos usuários quando da utilização dos sistemas de parede DIV-2 e DIV-3.

Esta avaliação indica que nem os sistemas construtivos com maior capacidade de isolamento sonoro são capazes de reduzir os níveis sonoros equivalentes ponderados em A de forma a promoverem uma baixa probabilidade de incômodo. Desta forma, mesmo as divisórias que foram classificadas com desempenho intermediário e superior frente à norma brasileira, e cumprem com o requisito espanhol e português, não possuem uma capacidade de isolamento aos sons aéreos adequada para a redução da possibilidade de incômodo dos usuários vizinhos às unidades geradoras de ruído.

Ainda, se reforça que a análise por bandas de frequências apontou para uma baixa probabilidade de incômodo aos usuários do ambiente receptor com a utilização dos sistemas de parede DIV-2 e DIV-3, o que não foi confirmado pela análise dos valores equivalentes ponderados em A, que identificou uma possível ocorrência de incômodo quando do estabelecimento de níveis de ruído emissores com L_{Aeq} igual a 86 dB. Assim, mesmo considerando o sistema construtivo com desempenho superior frente à norma brasileira (DIV-3), sua capacidade de isolamento sonoro não foi suficiente para redução dos níveis sonoros no ambiente receptor para uma baixa probabilidade de incômodo.

Tal divergência de classificação entre os parâmetros de análise, por bandas de frequência (curvas NC) e níveis equivalentes (L_{Aeq}), indica a necessidade de uma avaliação conjunta entre tais descritores para retratar da melhor forma os ruídos estabelecidos nos ambientes receptores e promover uma indicação assertiva da probabilidade de incômodo aos usuários.

Cabe ressaltar que as avaliações feitas neste trabalho foram baseadas nas escolhas e delimitações definidas na metodologia e podem não retratar de forma genérica condições distintas, com ambientes de diferentes configurações, sistemas construtivos com características físicas e acústicas distintos, além de fontes sonoras de ruído de vizinhança com espectros diferentes dos propostos. Desta forma, a presente avaliação não pode ser generalizada, sendo que cada caso deve ser avaliado individualmente, levando em consideração também a expectativa do usuário para a edificação sob análise.
Ainda, ressalta-se que o sistema de laje de piso proposto, quando analisado como sistema de partição entre dormitórios de mesma configuração, mas adjacentes verticalmente, sua capacidade de isolamento sonoro é suficiente para que haja uma baixa probabilidade de incômodo para os níveis de ruído de vizinhança com L_{Aeq} de até 64 dB. No caso de ruídos emissores com nível de pressão sonora equivalentes de 74 dB existe a possibilidade da ocorrência de incômodo, e com ruído de vizinhança emissor com L_{Aeq} de 86 dB é provável a ocorrência de incômodo. Ainda, nesta análise os níveis sonoros descritos pelas curvas NC e L_{Aeq} resultaram na mesma avaliação, não havendo divergência entre o resultado dos parâmetros. Desta forma, mesmo o objetivo do artigo ser focado na avaliação das paredes de geminação, tal situação reforça a necessidade de avaliação global de todos os sistemas construtivos que compõe o ambiente para garantia do cumprimento das expectativas dos usuários.

4 Considerações finais

A proposição deste trabalho em avaliar a definição de sistemas de parede sob a ótica do usuário teve o objetivo de evidenciar que a especificação dos sistemas construtivos baseada somente no critério de desempenho ou de aceitação pode ser falha quando do estabelecimento de níveis elevados de ruído de vizinhança, não garantindo que o usuário não se sinta incomodado pelo uso das unidades vizinhas em situações reais de uso.
Fica evidente que as ferramentas de previsão de desempenho dos sistemas construtivos quando aplicados em condições reais de contorno são indispensáveis para o cumprimento dos requisitos em situações reais, e os resultados obtidos indicam que a componente do nível sonoro que pode ser estabelecido dentro destes ambientes, em situações normais de uso, pode ser uma alternativa positiva para garantia do sucesso de um empreendimento pelo ponto de vista do usuário no quesito de isolamento sonoro aos sons aéreos entre unidades.
Assim, a análise dos níveis de ruído estabelecidos no ambiente receptor em termos de bandas de frequências e valores equivalentes se mostra indispensável para especificação de sistemas de divisória com capacidade adequada de isolamento sonoro. Desta forma, tal análise é complementar à estimativa do isolamento sonoro de uma composição construtiva *in situ* e evidencia a necessidade de consideração dos prováveis espectros sonoros que podem ser estabelecidos dentro das unidades quando do seu uso.
Por fim, considerando os espectros de ruído de vizinhança, a envolvente e os sistemas de parede propostos, mesmo com uso de um sistema de parede com classificação de desempenho superior frente à norma do Brasil e que se adequa ao requisito espanhol e português, não há garantia de satisfação do usuário em relação ao isolamento acústico do ambiente se a sua especificação não foi baseada também na consideração dos espectros de ruído que podem ser estabelecidos nas unidades vizinhas.

Agradecimentos

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

Referências

[1] HOPKINS, C. *Sound insulation*. 1. ed. Oxford: Elsevier, 2007.

[2] RINDEL, J. H. *Sound insulation in buildings*. 1. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group LLC, 2018.

[3] ALLEN, E.; IANO, J. Fundamentals of building construction: materials and methods. 7. ed. New Jersey: John Wiley and Sons Inc., 2019.

[4] POHL, J. Building science: concepts and application. 1. ed. Chichester: John Wiley Ltd, 2011.

[5] RINDEL, J. H.; RASMUSSEN, B. Buildings for the future: the concept of acoustical comfort and how to achieve satisfactory acoustical conditions with new buildings. *COMET-SAVIOR Course*, Grenoble: CSTB, 18 p., 1995.

[6] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). *ABNT NBR 15575*: edificações habitacionais: desempenho: parte 4: requisitos para os sistemas de vedações verticais internas e externas. Rio de Janeiro, 2021.

[7] PORTUGAL. *Decreto-Lei n° 129*, de 11 de maio de 2002. Dispõe sobre o regulamento dos requisitos acústicos dos edifícios. Lisboa: Presidência da República, 2002. Disponível em: https://www.pgdlisboa.pt/leis/lei_mostra_articulado.php?nid=3106&tabela=leis&so_miolo=. Acesso em: 11 de jun. de 2024.

[8] RASMUSSEN, B. Sound insulation between dwellings – requirements in building regulations in Europe. *Applied Acoustics*, v. 71, n. 6, p. 373-385, 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2009.08.011. Acesso em: 11 de jun. de 2024.

[9] NEWELL, P. *Recording studio design*. 4. ed. Oxford: Elsevier Ltd., 2017.

[10] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). *ABNT NBR 10151*: acústica: medição e avaliação de níveis de pressão sonora em áreas habitadas – aplicação de uso geral. Rio de Janeiro, 2019.

[11] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). *ABNT NBR 10152*: acústica: níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações. Rio de Janeiro, 2017.

[12] PATRÍCIO, J. *Acústica nos edifícios*. 7. ed. Porto: Quântica Editora, 2018.

[13] MASCHKE, C.; NIEMANN, H. Health effects of annoyance induced by neighbour noise. *Noise Control Engineering Journal*, 2007. v. 55, n. 3, p. 348–356. Disponível em: https://doi.org/10.3397/1.2741308. Acesso em: 11 de jun. de 2024.

[14] NEUFERT, E. *A arte de projetar em arquitetura*. 42. ed. Porto Alegre: Bookman, 2022.

[15] GUILLEN, I.; URIS, A.; ESTELLES, H.; LLINARES, J.; LLOPIS, A. On the sound insulation of masonry wall façades. *Building and Environment*, v. 43, n. 4, p. 523-529, 2008. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2007.01.010. Acesso em: 11 de jun. de 2024.

[16] OLIVEIRA; M. F. de; KLIPPEL FILHO, S.; PACHECO, F.; PATRÍCIO, J. V.; TUTIKIAN, B. F. Influence of ceramic block geometry and mortar coating on the sound reduction of walls. *Ambiente Construído*, Porto Alegre, v. 21, n. 2, p. 195-207, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1590/s1678-86212021000200521. Acesso em: 11 de jun. de 2024.

[17] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). *ABNT NBR ISO 12354*: acústica de edificações: estimative do desempenho acústico nas edificações por meio do desempenho de elementos: parte 1: isolamento a ruído aéreo entre ambientes. Rio de Janeiro: ABNT, 2023.

[18] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO). *ISO 717*: acoustics: rating of sound insulation in buildings and of building elements: part 1: airborne sound insulation. Geneva: ISO, 2020.

[19] PEARSONS, K. S.; BENNETT, R. L.; FIDELL, S. Speech levels in various noise environments. *Report n° EPA-600/1-77-025*, Washington: U.S. Environmental Protection Agency, 1977.

[20] OLSEN, W. O. Average speech levels and spectra in various speaking/listening conditions. *American Journal of Audiology*, 1998, v. 7, n. 2, p. 21-25. Disponível em: https://doi.org/10.1044/1059-0889(1998/012). 11 de jun. de 2024.

[21] INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMISSION (IEC). *IEC 61672*: electroacoustics: sound level meters: part 1: specifications. Geneva: IEC, 2013.

[22] ESPANHA. *Lei n° 7*, de 03 de dezembro de 2002. Dispõe sobre a proteção contra a poluição sonora. València: Corts Valencianes, 2002. Disponível em: https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2003-613&p=20211230&tn=0. Acesso em: 11 de jun. de 2024.

[23] ESPANHA. *Código Técnico de la Edificación – Protección frente al ruido*, de 20 de dezembro de 2019. Madrid: Ministerio de Transportes, Movilidad y Agenda Urbana, 2019. Disponível em: https://www.codigotecnico.org/DocumentosCTE/ProteccionRuido.html. Acesso em: 11 de jun. de 2024.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CASO PRÁCTICO: ACONDICIONAMIENTO ACÚSTICO DE UN AULA DE FORMACIÓN EN EDIFICIO EXISTENTE

Belén Casla Herguedas[1], Teresa Carrascal García[2], Amelia Romero Fernández[3]

Instituto de Ciencias de la Contrucción Eduardo Torroja. IETcc- CSIC, Madrid, España
[1] {belench@ietcc.csic.es}
[2] {tcarrascal@ietcc.csic.es}
[3] {aromero@ietcc.csic.es}

Resumen

En esta comunicación se analiza la caracterización acústica de un aula de formación situada en el Instituto Eduardo Torroja de Ciencias de la Construcción del CSIC antes y después de una intervención de rehabilitación donde, instalando materiales con mejores características acústicas que los existentes, se buscaba corregir la reverberación del recinto y conseguir una mejor inteligibilidad del orador.

Se ha llevado a cabo un estudio realizando una batería de medidas experimentales de tiempo de reverberación en el aula, antes y después de la rehabilitación, utilizando tanto el método del ruido interrumpido como el método de respuesta impulsiva integrada especificados en la norma UNE-EN ISO 3382-2.

Así mismo, se ha comprobado si se satisfacen las exigencias del Código Técnico de la Edificación en lo referente a protección frente al ruido analizando el cumplimiento de los valores límite de tiempo de reverberación para aulas indicados en el Documento Básico de Protección frente al Ruido (DB HR).

Palabras clave: aula, acondicionamiento, rehabilitación, reverberación, DB HR.

Abstract

This communication analyzes the acoustic characterization of a classroom located at the Eduardo Torroja Institute of Construction Sciences of the CSIC before and after a rehabilitation intervention where, by installing materials with better acoustic characteristics than those existing, the aim was to correct the reverberation of the space and achieve better speaker intelligibility.

A study has been carried out performing a battery of experimental measurements of reverberation time in the classroom, before and after rehabilitation, using both the interrupted noise method and the integrated impulse response method specified in the UNE-EN ISO 3382-2 standard.

Likewise, it has been verified whether the requirements of the Building Technical Code regarding noise protection are met by analyzing the compliance with the reverberation time limit values for classrooms indicated in the Basic Document for Noise Protection (DB HR).

Keywords: classroom, conditioning, rehabilitation, reverberation, DB HR.

PACS nº. 43.55.-n

1 Introducción

El objeto de esta comunicación consiste en estudiar la caracterización acústica de un recinto al introducir mejoras en el acondicionamiento acústico de una sala de formación situada en el Instituto Eduardo Torroja de Ciencias de la Construcción perteneciente al Consejo Superior de Investigaciones Científicas en Madrid.

El Instituto Eduardo Torroja de Ciencias de la Construcción es una entidad que lleva a cabo investigaciones científicas y desarrollos tecnológicos en el campo de la construcción, sus materiales, y las prestaciones asociadas a los enfoques perseguidos y está ubicado en un edificio singular inaugurado en 1953 para la nueva sede del Instituto Técnico de la Construcción y el Cemento, hoy Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja.
El carácter tanto teórico como experimental de los trabajos desarrollados desde un primer momento en el Instituto, así como el enclave en el que se encuentra, situado entre pinares, hace que este conjunto arquitectónico constituya todo un hito de la arquitectura industrial y de investigación, tanto en el ámbito nacional como en el internacional, y fuera un modelo de colaboración interdisciplinar entre arquitectura e ingeniería.

La sala objeto de estudio era, en origen, el archivo de la antigua biblioteca del Instituto. Dicho archivo se trasladó a los sótanos del edificio originándose un espacio que comenzó a utilizarse como aula de formación, pero sin aplicarle ningún tratamiento de acondicionamiento acústico.



Figura 1 – Estado inicial y actual del aula objeto de estudio.

Después de esta modificación se ha realizado la intervención objeto de esta comunicación consistente en la instalación de un un techo absorbente y un tabique móvil que permite la división del aula en dos con el fin de darle un uso de aula de formación cumpliendo los requerimientos de acondicionamiento acústico exigidos en la normativa vigente. Estos requerimientos están recogidos en el Documento Básico de Protección frente al Ruido, DB HR, del Código Técnico de la Edificación [1] el cual establece unas exigencias de valores límite de tiempo de reverberación para aulas y salas de conferencia vacías (sin ocupación y sin mobiliario) de tiempo de reverberación inferior a 0,7 segundos para salas con un volumen inferior a 350 m^3, como es el caso de la sala de formación objeto de estudio.

Actualmente, la sala de formación tiene una planta rectangular con una superficie de 69,8 m^2 y una altura de 2,95 m que, después de la instalación del techo absorbente es de 2,75 m.

La sala está iluminada lateralmente mediante ventanas, que disponen de dos tipos de estores enrollables: unos cuya composición es PVC y fibra de vidrio, de color blanco opacos, y otros de color gris de tejido tipo malla que evitan el deslumbramiento. Se ha estudiado la sala con varias configuraciones de estores para determinar la influencia de estos en el resultado final de tiempo de reverberación.

En este trabajo se desarrollan varios objetivos: cuantificar la mejora de tiempo de reverberación de la sala objeto de estudio; comprobar la existencia de diferencias sustanciales en los resultados de tiempo de reverberación obtenidos utilizando el método de ruido interrumpido frente al uso del método impulsivo y valorar la influencia de los distintos tipos de cortinas en los valores medidos.

2 Materiales y métodos

Se ha estudiado el acondicionamiento acústico de un aula mediante la medición del parámetro acústico "Tiempo de reverberación" antes y después de su reforma mediante la instalación de un techo acústico. Además, se han realizado los cálculos del tiempo de reverberación aplicando la fórmula de Sabine, a partir del volumen de la sala y de los coeficientes de absorción y el área ocupada por los diferentes materiales que conforman la sala. De esta forma se obtiene una primera evaluación de las intervenciones necesarias y se calcula la absorción acústica necesaria en el techo con el objeto de cumplir la exigencia de tiempo de reverberación para aulas establecida en el DB HR [1]

La medida del tiempo de reverberación consiste en realizar múltiples mediciones de curvas de decrecimiento energéticas para diferentes posiciones de fuente y receptor, calcular el tiempo de reverberación para cada una de ellas y finalmente obtener la media aritmética de todos los puntos medidos. El número de posiciones de emisión-fuente y de recepción-micrófono, así como el número de medidas a hacer, dependen de la finalidad de la medida y de la precisión requerida y están definidos en la norma de ensayo conforme a los métodos de control, de ingeniería y de precisión. A efectos de este trabajo se ha seguido el "método de ingeniería", que se considera adecuado para la verificación del comportamiento de los edificios con respecto a unas especificaciones normativas, en este caso, de tiempo de reverberación. De esta forma se requieren al menos dos posiciones de fuente y seis combinaciones de fuente-micrófono independientes como se explica en el procedimiento de ensayo.
También se describen las características de la sala objeto de estudio y las diferentes configuraciones que dan lugar a tres escenarios de ensayo.

2.1 Procedimiento de ensayo

Los ensayos de tiempo de reverberación se han realizado conforme a la norma UNE-EN ISO 3382-2 (recintos ordinarios) [2] utilizando los dos métodos que propone la norma para la medida de las curvas de caída del nivel: el método del ruido interrumpido y el método de respuesta impulsiva integrada.

2.1.1 Métodos de medida del tiempo de reverberación

El método del ruido interrumpido consiste en excitar suficientemente la sala con un ruido aleatorio de banda ancha hasta obtener condiciones de campo estacionario y a continuación cortar la emisión de la fuente. Se requiere una fuente de ruido lo más omnidireccional posible.

El método de la respuesta impulsiva integrada (método Schoeder [3]) obtiene las curvas de caída de nivel mediante la integración invertida en el tiempo de las respuestas impulsivas al cuadrado. La sala se excita con una fuente de ruido impulsiva conocida durante un tiempo determinado y se evaluará la

respuesta al impulso a través de la respuesta de la sala a esta excitación. La fuente impulsiva a utilizar debe generar suficiente nivel de presión sonora y un espectro suficientemente ancho y debe tener un patrón de radiación lo más omnidireccional posible. Suelen utilizarse disparos de pistola, petardos, explosión de globos, salvas de ruido, barridos sinusoidales o señales MLS (secuencias de longitud máxima).

En ambos casos, el número mínimo de posiciones y mediciones requerido para el método de ingeniería es de, al menos 2 posiciones de fuente, al menos 2 posiciones de micrófono, y un total de 6 medidas combinación fuente-micrófono. Para el método del ruido interrumpido se requiere, además, que el número de decrecimientos en cada posición se repita dos veces. Estos decrecimientos individuales son promediados por el equipo de medida, hallando el tiempo de reverberación de la curva de decrecimiento resultante. Para respuesta impulsiva integrada no es necesario repetir la medida de la caída de nivel.

Una vez realizadas todas las medidas correspondientes a las combinaciones de fuente-micrófono se hace el promediado espacial, calculando la media aritmética de los tiempos de reverberación individuales.

Tanto si se emplea un método u otro deben cumplirse una serie de requisitos para realizar la medición del tiempo de reverberación. En primer lugar, la fuente de ruido ya sea un altavoz como una de las fuentes impulsivas mencionadas, debe ser lo más omnidireccional posible y, además, debe producir un nivel de presión sonora suficientemente alto para generar curvas de decrecimiento con el rango dinámico mínimo requerido sin quedar contaminadas por el ruido de fondo. En este sentido la norma UNE-EN ISO 3382-2 define dos rangos de evaluación diferentes, 20 dB y 30 dB, y se extrapola a un tiempo de decrecimiento de 60 dB. T_{20} se evalúa para una caída de nivel de 20 dB respecto del nivel inicial desde -5 dB hasta -25 dB y T_{30} se evalúa para una caída de nivel de 30 dB entre -5 dB y -35 dB. En ambos casos debe haber al menos 10 dB de margen entre el punto más bajo en la curva de caída y el ruido de fondo.
La norma le da preferencia al rango de evaluación de 20 dB, por lo que en este trabajo se ha utilizado T_{20} para la medida del tiempo de reverberación.

Estas condiciones de omnidireccionalidad y nivel deben cumplirse para todo el margen de frecuencias de interés. En bajas frecuencias existe mayor dificultad pues muchas de las fuentes utilizadas suelen tener un contenido espectral pobre a estas frecuencias (< 100 Hz) como para garantizar el rango dinámico requerido, sobre todo en espacios grandes.

2.1.2 Configuración de las medidas realizadas. Equipamiento e instrumentación de medida.

Las medidas de tiempo de reverberación se han realizado tanto con el método de ruido interrumpido como con el método de la respuesta impulsiva integrada. En el primer caso se ha utilizado una fuente de ruido dodecaédrica omnidireccional y en el segundo caso se ha empleado como fuente impulsiva la explosión de globos.
Se ha considerado que la explosión de un globo puede proporcionar un nivel máximo de presión sonora suficientemente alto en el rango de frecuencias de interés (100 a 5000 Hz) y que su patrón de radiación se aproxima al ideal, cumpliendo así el requisito de omnidireccionalidad. El tamaño de los globos a emplear (diámetro final del globo inflado) tiene su influencia tanto en la cantidad de energía que puede generar como en el contenido espectral del impulso que generan al estallar. A mayor tamaño, mayor excitación en frecuencias más bajas[4].

En las medidas se han usado globos de tamaño 20-25cm, que se consideran adecuados para excitar adecuadamente las frecuencias por encima de los 100 Hz. Se ha comprobado que se han generado niveles de 77-85 dB a 100 Hz para un ruido de fondo en torno a los 25-28dB y para un volumen de recinto de 189 m^3.

La configuración de las medidas realizada en este trabajo se resume en la tabla siguiente:

Tabla 1 – Configuración de las medidas de tiempo de reverberación para método de ingeniería.

Configuración	**Método de medida**	
	Ruido interrumpido	**Respuesta impulsiva integrada**
Margen de frecuencia	1/3 de octava de 100-5000 Hz	1/3 de octava de 100-5000 Hz
Fuente empleada	Altavoz omnidireccional dodecaédrico	Globos (20-25 cm)
Nº posiciones de fuente	2	2
Nº posiciones de micrófono	6	6
Nº combinaciones fuente-micro independientes	12	12
Nº de caídas	2	1

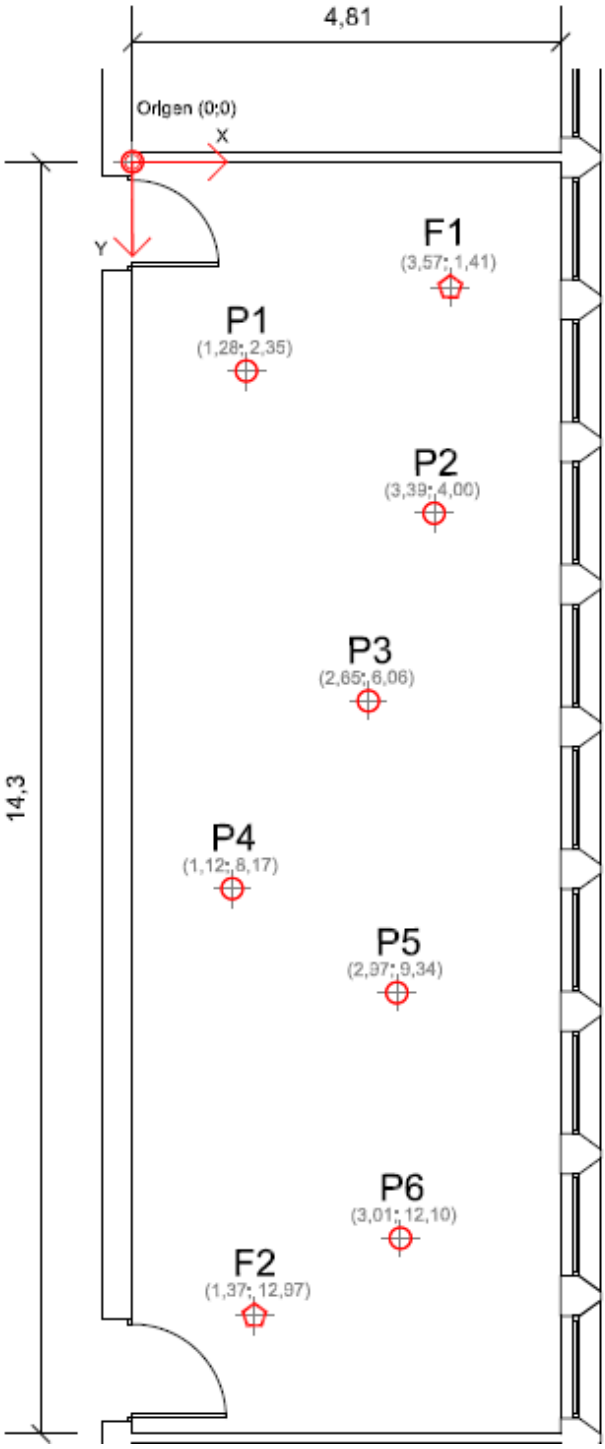
El equipamiento utilizado para las mediciones de tiempo de reverberación es:

- Sonómetro clase 1 analizador modular de precisión en bandas de 1/3 de octava, modelo 2260, de Brüel & Kjaer, con generador interno de señal de ruido rosa;
- Micrófono de ½" modelo 4189 y preamplificador ZC 0026 de Brüel & Kjaer;
- Calibrador modelo CB006, de Cesva;
- Globos de látex de tamaño 20-25 centímetros;
- Fuente sonora omnidireccional, modelo Omnipower 4296, de Brüel & Kjaer;
- Amplificador de potencia modelo 2716, de Brüel & Kjaer;
- Ecualizador gráfico modelo 1315, de la marca DBX;
- Trigger inalámbrico modelo SR 300, de la marca AKG;

Mediante la utilización de un calibrador acústico se efectuaron comprobaciones de nivel sonoro de la cadena de medida, antes y después de la realización de los ensayos, con resultados satisfactorios.
Las mediciones se han realizado con dos personas presentes en el recinto que se encontraba sin amueblar (véase descripción de escenarios de ensayos en 2.2).

El post-procesado de los datos se realizó con el software para PC Qualifier Type 7830 de Brüel & Kjaer y con Microsoft Excel. En el análisis de datos se reevaluaron las diferentes caídas de nivel para las distintas frecuencias y puntos de medida y se ajustaron, de forma puntual, aquellas pendientes que se consideraron no adecuadas.

En la figura 2 se muestra un plano de la sala con la distribución de las posiciones de fuente y de micrófono para las medidas. Las posiciones de micrófono cumplen con los requisitos de la norma en cuanto a las distancias entre ellas, a las posiciones de fuente y a las superficies reflectantes, incluido el suelo.



Altura de las posiciones de fuente:

F1: 1,60 m
F2: 1,60 m

Altura de las posiciones de micrófono:

P1: 1,30 m
P2: 1,40 m
P3: 1,50 m
P2: 1,60 m
P4: 1,30 m
P5: 1,40 m

Figura 2 – Posicionamiento de medida.

2.2 Descripción de los escenarios de ensayo

Se han realizado ensayos de tiempo de reverberación en dos fases, en el estado inicial, es decir, en el que el recinto no tiene tratamiento acústico (ST), y en el estado definitivo tras la reforma de la sala, es decir, tras la instalación de un tratamiento acústico (CT).

En la fase inicial (ST), el techo de la sala consistía en un techo de escayola continuo, que contenía las instalaciones de climatización e iluminación. Los acabados de la sala eran todos reflectantes, ya que el suelo y los rodapiés son de terrazo, las paredes están enlucidas de yeso, un lateral está acristalado y bajo las ventanas hay un panelado de madera que cierra la cámara de la fachada. Detrás del panelado de madera no hay ningún material absorbente acústico. Véase figura 3 izquierda.

La reforma consistió en la instalación de un falso techo (ST) de paneles de lana de roca de 12 mm de espesor descolgados 100 mm, dejando una cámara de 88 mm. Véase figura 4 derecha.

En ambas fases se han realizado ensayos de tiempo de reverberación en tres escenarios:

1. Con los estores subidos, es decir, en las que las superficies de vidrio quedan expuestas. Escenario sin cortinas (SC).
2. Con todos los estores grises traslúcidos de tipo malla bajados, escenario cortina gris (CG).
3. Con todos los estores blancos opacos bajados, tapando los grises, escenario cortina blanca (CB).

Además, para cada estado, se ha realizado el ensayo de tiempo de reverberación según el método de ruido interrumpido (RIN) y según el método de ruido impulsivo (RIM). En las figuras 3 y 4 pueden verse varias imágenes de cada una de las fases y de los escenarios.



Figura 3 – Izquierda: Fase inicial, sin tratamiento acústico (ST). Derecha: Fase final tras la instalación de un techo acústico (CT).

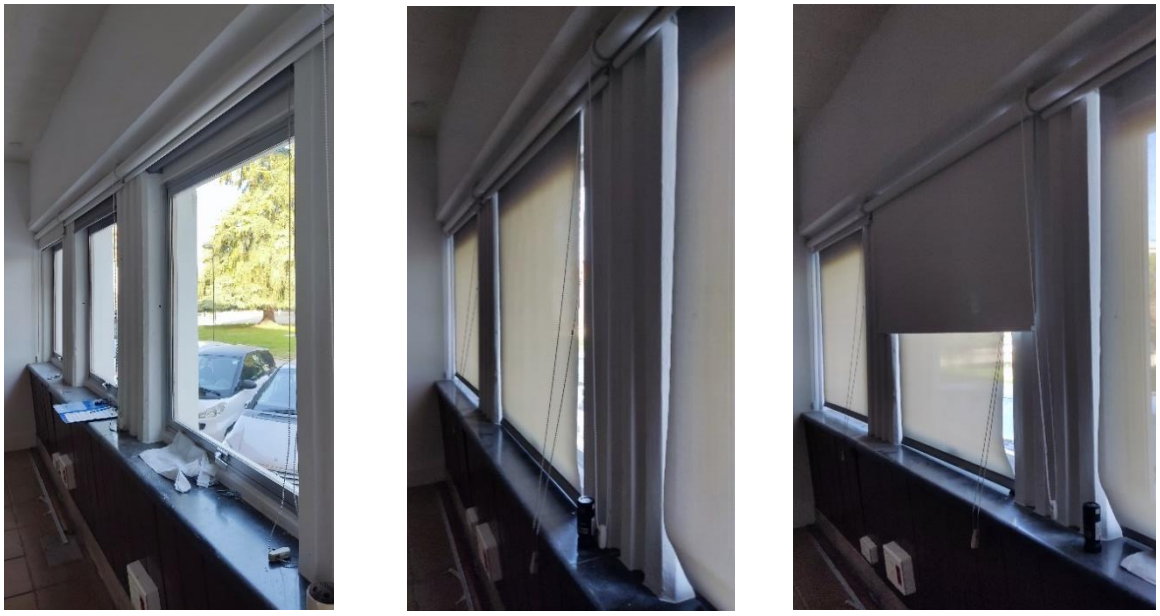


Figura 4 – Detalle de los diferentes escenarios. Izquierda: Sin cortinas (SC). Centro: Cortina gris (CG). Derecha: Cortina blanca opaca (CB) por delante de la cortina gris. En el ensayo todos los estores blancos estaban bajados.

En total se han realizado 12 mediciones de tiempo de reverberación. La tabla 2 contiene la codificación que explica la fase, el estado y el método de ensayo utilizado en cada uno de los ensayos realizados y que se detallan en el apartado 3.2 Resultados de ensayo.

Tabla 2 – Ensayos realizados y codificación

FASE I Estado inicial, sin tratamiento acústico. (ST)		**FASE II** Estado reformado, con tratamiento acústico (CT)	
Escenario	Método de ensayo	Escenario	Método de ensayo
Sin cortina (SC)	Ruido interrumpido (RIN) Ruido impulsivo (RIM)	Sin cortina (SC)	Ruido interrumpido (RIN) Ruido impulsivo (RIM)
Cortina gris (CG)	Ruido interrumpido (RIN) Ruido impulsivo (RIM)	Cortina gris (CG)	Ruido interrumpido (RIN) Ruido impulsivo (RIM)
Cortina blanca (CB)	Ruido interrumpido (RIN) Ruido impulsivo (RIM)	Cortina blanca (CB)	Ruido interrumpido (RIN) Ruido impulsivo (RIM)

3 Resultados y discusión

3.1 Cálculos

Antes de la reforma de la sala, se ha procedido a realizar una serie de cálculos para determinar qué materiales instalar y si el tiempo de reverberacion final tras la reforma era el adecuado para un aula. En este sentido, se ha aplicado la fórmula de Sabine, reproducida en la ecuaciones 1 y 2, porque se ha considerado que el campo acústico en el recinto es difuso y que la distribución de la absorción en el recinto es homogénea, tanto en el estado previo, como en el estado reformado.

$$T = \frac{0{,}161V}{S \cdot \overline{\alpha_s}} \quad (1)$$

$$\overline{\alpha_s} = \frac{\sum \alpha_i \cdot S_i}{S} \quad (2)$$

Como datos de entrada se han utilizado los coeficientes de absorción, α, de los materiales tales como enlucido de yeso, vidrio, tablero de madera, terrazo, etc. de diferentes bases de datos como la UNE EN ISO 12354-6 [5], de Higini Arau [6] y la base de datos de Odeón [7]. El coedificente de absorción α_w del techo compuesto por paneles de lana de roca de 12 mm de espesor es de 0,8, correspondiente a una clase B, según la norma UNE-EN ISO 11654[8]. Véase figura 5.

En las estimaciones se ha tenido en cuenta que hay 15 luminarias de 60x60 cm, el foseado perimetral de ancho variable y las tres unidades interiores de climatización y esta superficie no puede ser ocupado por un material absorbente acústico. Esta superficie supone un 20% de la superficie disponible de techo.



Figura 5 – Detalle del falso techo instalado

Se ha tomado como criterio de diseño el cumplimiento del DB HR Protección frente al ruido [1], que establece que el tiempo de reverberación en aulas vacías sin amueblar sea 0,7s como máximo. En la tabla 3, se ha representado el tiempo de reberberación obtenido en bandas de tercio de octava. El resultado del tiempo de reverberación medio para las frecuencias de 500, 1000 y 2000 Hz es de 0,6 s, menor que 0,7s.

Tabla 3 – Tiempo de reverberación resultante de los cálculos

f(Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
T (s)	1,00	0,59	0,57	0,64	0,60	0,59

3.2 Resultados de los ensayos

En la siguiente figura se muestra la comparativa entre las distintas configuraciones de cortinas medidas mediante el método de ruido interrumpido antes de la instalación del techo acústico y después de la misma. Tal y como se observa en la figura 6 los valores de tiempo de reverberación con la instalación del techo acústico en la sala se han reducido considerablemente pasando de valores cercanos a los 2 segundos a valores que rondan los 0,6 segundos en promedio en el margen de frecuencias de interés.

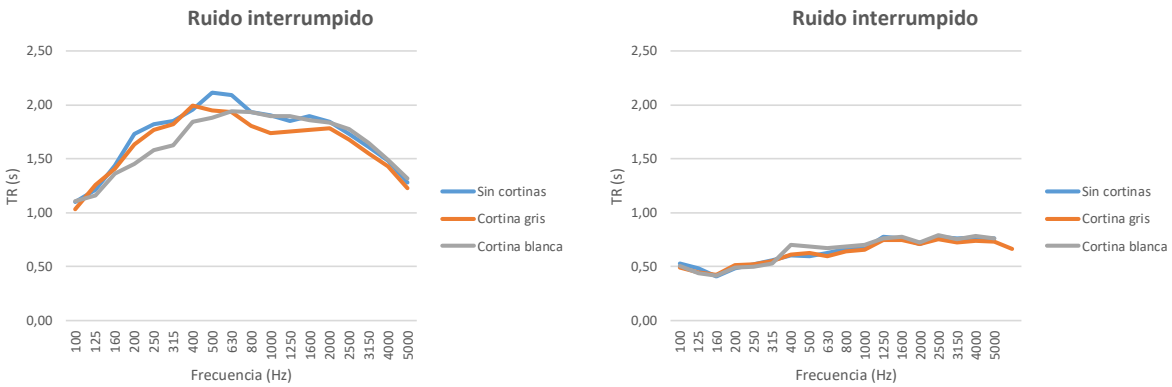


Figura 6 – Comparación del tiempo de reverberación para ruido interrumpido. Izquierda: Sin tratamiento acústico. Derecha: Con tratamiento acústico.

Así mismo, en la figura 7 se muestra la comparativa de la situación antes y después de la colocación del techo acústico utilizando el método de ruido impulsivo. Al igual que con el método de ruido interrumpido, los valores de tiempo de reverberación han disminuido en torno a un segundo en las frecuencias medias.

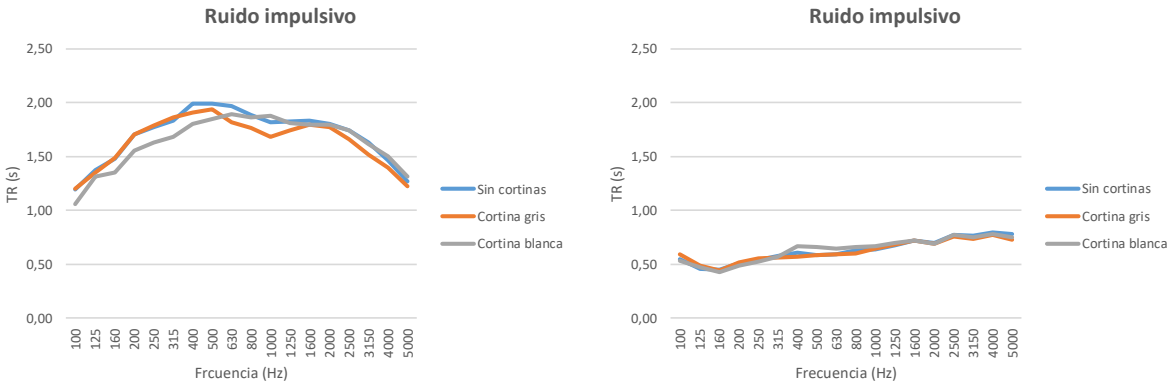


Figura 7 – Comparación del tiempo de reverberación para ruido impulsivo. Izquierda: Sin tratamiento acústico. Derecha: Con tratamiento acústico.

En la tabla 4se muestran los valores promedio de tiempo de reverberación calculados con las frecuencias de 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz tanto para las medidas realizadas sin tratamiento acústico como para las mismas después del tratamiento calculándose la diferencia entre ellas y comprobándose que se ha reducido el tiempo de reverberación entre 1,16 y 1,29 segundos con el tratamiento del techo.

Sin embargo, no se ha demostrado influencia sobre las medidas en cuanto al uso de cortinas, obteniéndose una diferencia de tiempo de reverberación entre las medidas sin cortinas y las medidas con ellas de no más de 0,1 segundos en el mayor de los casos.

Tabla 4 – Diferencia del tiempo de reverberación antes y después del tratamiento

		RIN_ST_SC	**RIN_ST_CG**	**RIN_ST_CB**
Medio (500-1000-2000)	ST	1,95	1,82	1,87
	CT	0,66	0,66	0,70
Diferencia		**1,29**	**1,16**	**1,17**
		RIM_ST_SC	**RIM_ST_CG**	**RIM_ST_CB**
Medio (500-1000-2000)	ST	1,87	1,80	1,84
	CT	0,64	0,64	0,67
Diferencia		**1,23**	**1,16**	**1,17**

Así mismo, en la figura 8 se puede observar la comparación entre todos los escenarios ensayados viéndose una agrupación de las curvas relativas a los ensayos realizados antes de la intervención en la sala de formación con tiempos de reverberación cercanos a los dos 2 segundos y, por otro lado, con tiempos de reverberación más bajos, en torno a 0,6 segundos aquellas curvas correspondientes a las mediciones realizadas después de la instalación del techo acústico.

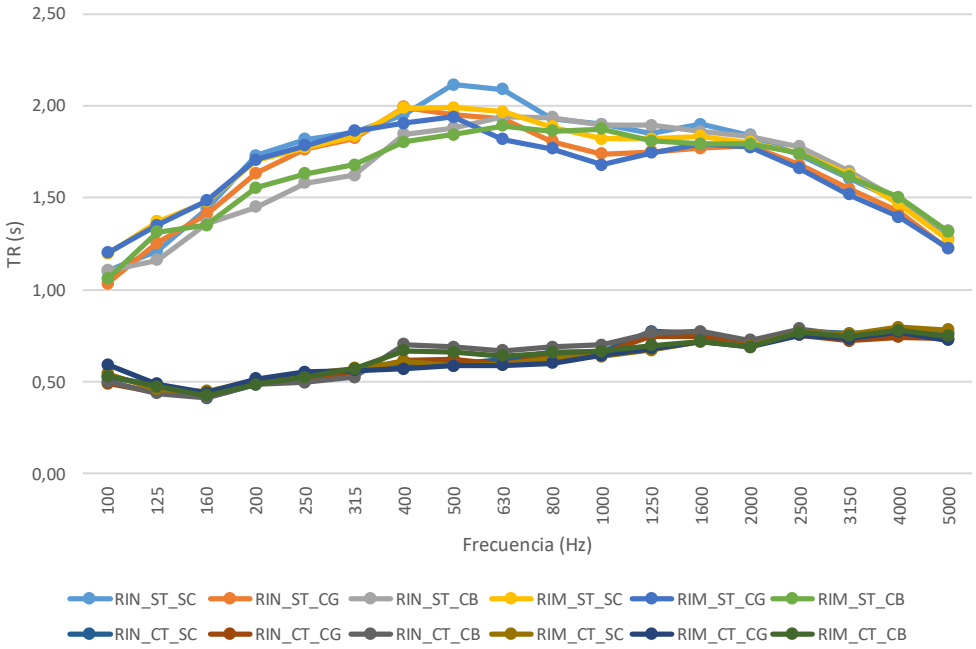


Figura 8 – Comparación las distintas configuraciones antes y después del tratamiento.

Uno de los aspectos que se querían estudiar era las diferencias entre utilizar el método del ruido interrumpido (RIN) o el método de la respuesta impulsiva integrada (RIM). Para ver las variaciones que sufre el tiempo de reverberación con los dos métodos de medida se ha calculado la desviación estándar del conjunto de 12 medidas realizadas en cada uno de los ensayos. Se ha tomado como referencia el escenario con cortina gris (CG), tanto en Fase I sin tratamiento (ST) como en Fase II con tratamiento

(CT). La figura 9 compara la desviación estándar calculada para los dos métodos y para las dos fases de estudio. En las figuras 10 y 11 se representan los resultados del tiempo de reverberación calculados como media aritmética de los valores obtenidos para las 12 combinaciones de medida, junto con la desviación estándar representada en el trazo vertical negro.

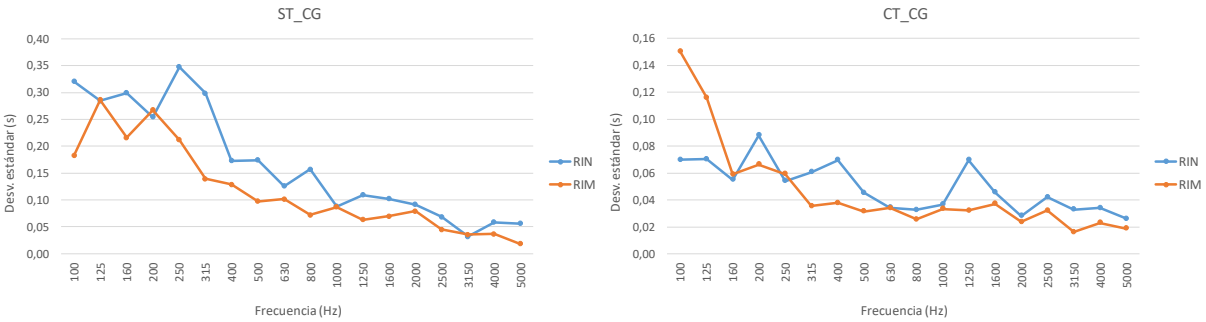


Figura 9 – Comparación de la desviación estándar del tiempo de reverberación para los dos métodos. Izquierda: Sin tratamiento acústico. Derecha: Con tratamiento acústico.

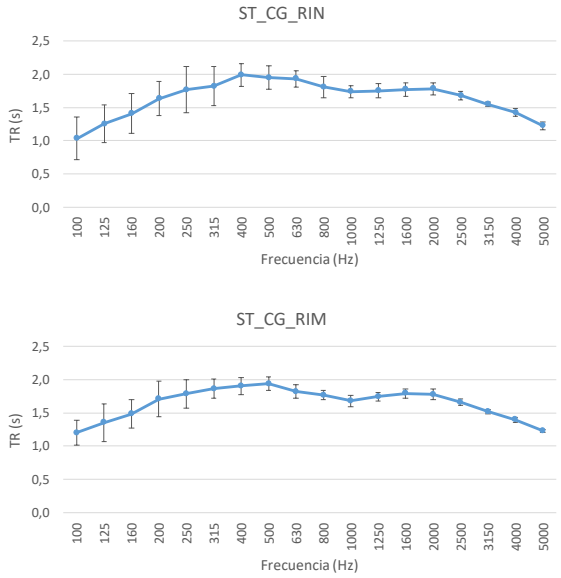


Figura 10 – Tiempo de reverberación promedio y desviación estándar. Sin tratamiento acústico. Arriba: Ruido interrumpido. Abajo: Ruido impulsivo

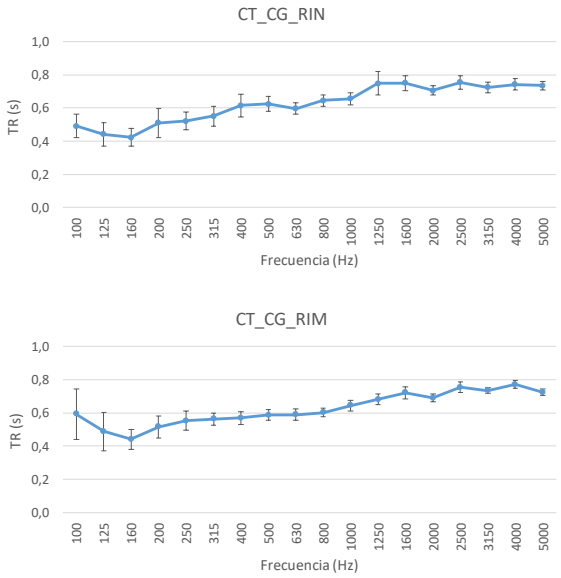


Figura 11 – Tiempo de reverberación promedio y desviación estándar. Con tratamiento acústico. Arriba: Ruido interrumpido. Abajo: Ruido impulsivo

A la vista de estos resultados podemos decir que la desviación estándar disminuye a medida que la frecuencia aumenta tomando valores más elevados en bajas frecuencias. Según se representa en las figuras 10 y 11, en general el método de la respuesta impulsiva integrada presenta menos desviación; sin embargo, en el caso del ensayo con tratamiento acústico, en las frecuencias de 100 y 125 Hz este método presenta dispersiones más altas (véase también figura 9 derecha).

4 Conclusiones

Este trabajo estudia el acondicionamiento acústico de un aula mediante medición del tiempo de reverberación y su estudio teórico mediante el cálculo con la fórmula de Sabine. El estudio se ha realizado en dos fases, en su estado inicial (Fase I) y después de su reforma mediante la instalación de un techo acústico (Fase II).

Para ello, se han realizado ensayos de tiempo de reverberación conforme a la norma UNE-EN ISO 3382-2 en las dos fases (con y sin tratamiento acústico) y con las 3 combinaciones posibles de las cortinas existentes (sin cortina, con cortina gris y con cortina blanca). Se han utilizado los dos métodos que propone la norma para la medida de las curvas de caída del nivel: el método del ruido interrumpido (fuente de ruido dodecaédrica) y el método de respuesta impulsiva integrada (explosión de globos), con la intención de comprobar si existen diferencias en los resultados entre ambos métodos.
Las mediciones se han realizado en bandas de 1/3 de octava en el margen de 100 a 5000 Hz. El número de mediciones, o de combinaciones fuente-micro independientes ha sido de 12 para cada tanda de ensayo.

Además, aplicando los cálculos de la fórmula de Sabine se ha calculado la absorción acústica necesaria en el techo para cumplir con la exigencia establecida en la reglamentación. El DB HR Protección frente al ruido establece que el tiempo de reverberación en aulas vacías sin amueblar sea 0,7s como máximo.

Al analizar los resultados de los ensayos realizados, puede concluirse que, tras el acondicionamiento de la sala de formación mediante la instalación de un techo acústico, han disminuido los valores de tiempo de reverberación entre 1,16 y 1,29 segundos sin encontrarse diferencias significativas entre el uso o no de las cortinas instaladas.

Se ha calculado la desviación estándar del conjunto de 12 medidas realizadas en cada uno de los ensayos para valorar las diferencias entre los dos métodos de ensayo. Para ello se ha tomado como referencia el escenario con cortina gris tanto en Fase I sin tratamiento como en Fase II con tratamiento. Se ha comprobado que la desviación estándar disminuye según la frecuencia aumenta. En general, el método de la respuesta impulsiva integrada ha presentado menos desviación, aunque ha presentado mayor dispersión en las frecuencias de 100 y 125 Hz en el caso del ensayo con tratamiento acústico.

Referencias

[1] Ministerio de Transportes, Movilidad y Agenda Urbana, *Documento Básico HR. Protección frente al ruido*. Madrid: Ministerio de Fomento, 2019. [En línea]. Disponible en: https://www.codigotecnico.org/pdf/Documentos/HR/DBHR.pdf

[2] AENOR, *UNE-EN ISO 3382-1:2010 Acústica. Medición de parámetros acústicos en recintos. Parte 1: Salas de espectáculos. (ISO 3382-1:2009)*. Madrid: AENOR, 2010.

[3] M. R. Schroeder, «New Method of Measuring Reverberation Time», *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 37, n.º 3, pp. 409-412, mar. 1965, doi: 10.1121/1.1909343.

[4] M. Horvat, K. Jambrošić, y H. Domitrović, «A comparison of impulse-like sources to be used in reverberation time measurements», *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 123, p. 3501, jun. 2008, doi: 10.1121/1.2934376.

[5] AENOR, *UNE-EN 12354-6:2004 Acústica de la edificación. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Parte 6: Absorción sonora en espacio cerrados.* Madrid: AENOR, 2004.

[6] H. Arau y H. A. Puchades, *ABC de la acústica arquitectónica*. Grupo Planeta (GBS), 1999.

[7] «ODEON Room Acoustics Software», ODEON Room Acoustics Software. Accedido: 13 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: https://odeon.dk/
[8] AENOR, *UNE-EN ISO 11654:1998. Acústica. Absorbentes acústicos para su utilización en edificios. Evaluación de la absorción acústica. (ISO 11654:1997)*. Madrid: AENOR, 1997.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

HARMONIZING SUSTAINABILITY & ACOUSTICS: CHALLENGES IN MASS TIMBER CONSTRUCTION

Paulo Pinto[1], Marina Rodrigues[1], Iñigo Arana Goenaga[1]

[1]CDM Stravitec
p.pinto@cdm-stravitec.com, m.rodrigues@cdm-stravitec.com, i.arana@cdm-stravitec.com

Abstract
Mass timber solutions, including cross-laminated timber (CLT), can be an excellent substitute for more traditional, stiffer, and heavier building materials. However, while CLT has many advantages as a sustainable building material, it can pose unique challenges regarding acoustics.
CDM Stravitec has developed and tested floating floor and suspended ceiling solutions to reduce direct sound transmission. Elastic decoupling materials can be installed to reduce flanking sound transmission, and complementary anchors with acoustic decoupling features need to be installed to maintain structural stability. Acoustical and structural integrity tests were performed on the developed flanking sound isolation solutions.
CLT panels are also an ideal building material for 3D modular constructions. However, transferring vertical and horizontal forces between stacked modules can compromise acoustic requirements. CDM Stravitec has developed solutions using pre-compressed elastomer decoupling techniques to transfer forces without compromising sound insulation. Structural integrity tests on the couplers and in-situ measurements of airborne sound isolation have shown that good coupling design can achieve the correct load transfer and high sound insulation between the modular structures.
The results of the above-mentioned test campaigns and main findings will be presented and discussed during this workshop, as will the challenges of designing acoustical solutions for mass timber construction without compromising the building's functional and structural integrity.

Keywords: timber, cross-laminated, flanking, floor, ceiling.

PACS no. 43.55.Vj, 43.50.Yw

1 Introduction

Mass timber solutions, including cross-laminated timber (CLT), have many advantages as sustainable building materials, but they can also pose some rather unique challenges regarding acoustics.
CDM Stravitec has developed solutions to increase airborne and impact sound isolation for CLT structural floors, elastically decouple building parts, and stack modular construction without compromising the acoustic decoupling of the modules.
Section 2 will describe the test campaign executed in the Buildwise, Belgium laboratory to define the airborne and impact sound isolation of various floating floors installed on CLT structural slabs. Section 3 describes an in-situ experiment to define the efficiency of a resilient polyurethane strip in combination with an angle bracket with acoustic decoupling features. Section 4 discusses the influence of angle brackets with acoustic decoupling features on the sound transmission between 2 modular units.

2 Airborne and impact sound isolation of CLT structural floors

2.1 Test setups

Tests A to P were carried out on a bare 5-layer cross-laminated timber (CLT) slab 180 mm thick (BS1). Tests Q, R, and S were carried out on a bare 5-layer cross-laminated timber (CLT) slab 140 mm thick (BS2). Both were over 260 cm x 442 cm. Each test element was mounted according to the NBN EN ISO 10140-3 standard in a similar manner to the actual construction, and tests were carried out on each system described in this paper.

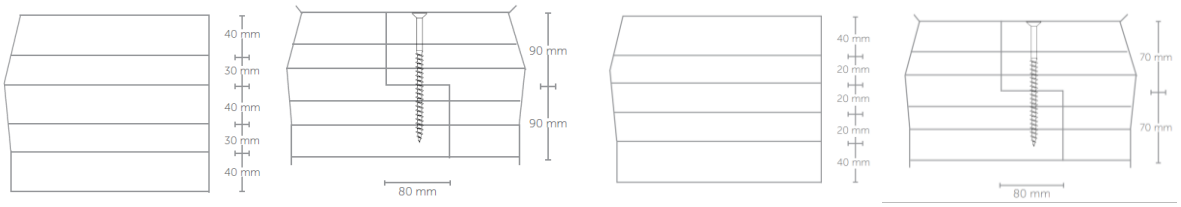


Figure 1 – Layer structure of CLT 180 L5s and CLT 140 L5s and joint/screw detail of the slabs.

The test floor is sandwiched between 2 heavy concrete ceiling elements by mineral wool compressed to 5 cm. The test floor bears in its longitudinal direction and is laid on its short sides on the load-bearing walls of the test cell on an intermediate strip of mineral wool. The mobile room "M" is then installed on top of the floor, but without making direct contact with the underlying receiving room. Within this source room, a metal frame adjustable in height and with underlying mineral wool filling shields the edges of the test floor and thus defines the test area [10 m²]. This test area corresponds to the unshielded ceiling area in the receiving room below, as visible in the cross section below. The remaining space between the mobile source room and the test elements is filled with compressed sound-absorbing wool to avoid sound leaks.



Figure 2 – Details of mobile source room installation above the test floor (details without showing absorbing wool filling) and CLT slab installed between the rooms.

2.2 Test results

Table 1 describes the different tested setups and an overview of the global ratings for all setups. The presence of a dropped ceiling is shown together with the elastic supports and board materials of the

tested assembly. All tests are performed on dry, panelized, floating floor systems except setup G, in which a gypsum topping of 50 mm thickness is installed on top of the structural CLT slab.

Table 1 – Section of tested setups.

Setup	Dropped Ceiling	Elastic Support	Floating floor	Build-up Height(*)
BS1	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
BS2	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
A	n.a.	Stravifloor Mat-W8$_a$	HydroFlam® 18 mm + Damping Layer 5 mm + OSB/3 18 mm	49 mm
B	Yes(**)	Stravifloor Mat-W8$_a$	HydroFlam® 18 mm + Damping Layer 5 mm + OSB/3 18 mm	49 mm
C	Yes(**)	Stravifloor Mat-W8$_a$	HydroFlam® 18 mm + OSB/3 18 mm	44 mm
D	n.a.	Stravifloor Mat-W25	Plywood 19 mm + Fermacell® Powerboard H20 12.5 mm + Plywood 19 mm	75.5 mm
E	n.a.	Stravifloor Mat-W25 strips [o.c. 610 mm]	Plywood 19 mm + Fermacell® Powerboard H20 12,5 mm + Plywood 19 mm	75.5 mm
F	n.a.	Stravifloor Mat-W25 strips [o.c. 610 mm]	Plywood 19 mm + Plywood 19 mm	63 mm
G	n.a.	Stravifloor Mat-W25	Gypsum topping 50 mm	75 mm
H	n.a.	Isolated Channel-M30 [Pad-M30 (30 mm)] (o.c. 610 mm)	HydroFlam® 18 mm + Fermacell® Powerboard H20 12.5 mm + OSB/3 18 mm	78.5 mm
I	n.a.	Isolated Channel-M30 [Pad-M30 (30 mm)] (o.c. 610 mm)	HydroFlam® 18 mm + OSB/3 18 mm	66 mm
J	n.a.	Isolated Channel-M30 [Pad-M30 (30 mm)] (o.c. 610 mm)	Plywood 19 mm + Plywood 19 mm	68 mm
K	n.a.	Isolated Channel-M50 [Pad-M50 (50 mm])] (o.c. 610 mm)	Plywood 19 mm + Damping Layer 5 mm + Plywood 19 mm	93 mm
L	n.a.	Isolated Channel-M50 [Pad-M50 (50 mm)] (o.c. 406 mm)	Plywood 19 mm + Damping Layer 5 mm + Plywood 19 mm	93 mm
M	n.a.	Isolated Channel-M50 [Pad-M50 (50 mm)] (o.c. 406 mm)	Plywood 19 mm + Plywood 19 mm	88 mm

N	n.a.	Isolated Channel-M50 [Pad-M50 (50 mm)] (o.c. 406 mm)	Plywood 15 mm + Fermacell® Powerboard H20 12.5mm + Plywood 15 mm	100.5 mm
O	n.a.	Isolated Channel-M50 [Pad-M50 (50 mm)] w/ 30 mm overheight (o.c. 406 mm)	3x Fermacell® Powerboard H20 12.5 mm + Plywood 19 mm	136.5 mm
P	n.a.	Isolated Channel-M50 [Pad-M50 (50 mm)] w/ 30 mm overheight (o.c. 406 mm)	Plywood 19 mm + Plywood 19 mm	118 mm
Q	Yes(***)	n.a.	n.a.	-
R	Yes(***)	Stravifloor Mat-W8$_a$	OSB/3 15 mm + Fermacell® Powerboard H20 12.5mm + OSB/3 15 mm	42.5 mm
S	Yes(***)	Stravifloor Mat-W8$_a$	OSB/3 15 mm + OSB/3 15 mm	30 mm

(*) Not including bare slab or dropped ceiling if applicable.
(**) 2 layers of 12.5 mm gypsum hung on metal grillage 150 mm below CLT slab.
(***) 2 layers of 18 mm gypsum hung on the metal grid with Stravilink CC-150 clips (on a grid of 600 mmx800 mm) 100 mm below CLT slab. Cavity filled with 50 mm insulation material.

In table the overview of the global ratings for all different setups is given. In section 2.3, conclusions that can be deducted from the test campaign are given.

Table 2 – Results overview (global ratings).

Setup	Dry Screed Load [kg/m^2]	$L_{n,w}$ (Ci) [dB]	ΔL_w (Ci ,Δ) [dB]	R_w (C;Ctr) [dB]
BS1	n.a.	87 (-5)	n.a.	39 (-1;-4)
BS2	n.a.	88 (-5)	n.a.	38 (-1;-3)
A	26	67 (0)	23 (0)	50 (-1;-6)
B	26	53 (0)	35 (3)	64 (-2;-8)
C	22	53 (1)	34 (2)	63 (-2;-8)
D	46	61 (0)	27 (0)	53 (-1;-6)
E	36	56 (0)	32 (5)	59 (-3;-9)
F	23	60 (0)	28 (5)	55 (-2;-9)
G	92	65 (0)	21 (0)	56 (-1;-7)
H	35	54 (0)	34 (4)	62 (-2;-8)
I	26	57 (0)	31 (4)	60 (-3;-9)
J	23	57 (1)	30 (4)	59 (-3;-9)
K	28	55 (-1)	34 (2)	64 (-2;-8)
L	28	55 (-1)	35 (3)	63 (-2;-8)
M	23	55 (0)	34 (4)	62 (-3;-9)
N	32	54 (0)	35 (2)	63 (-2;-8)

O	52	47 (0)	42 (1)	67 (-2;-7)
P	23	53 (0)	36 (2)	65 (-2;-7)
Q	n.a.	56 (-2)	31 (-5)	67 (-52;-7)
R	32	43 (2)	44 (3)	74 (-4;-11)
S	22	46 (1)	42 (3)	71 (-3;-10)

2.3 Main findings

When looking at floor-ceiling setups tested on 180 mm CLT slab, we can say:
There is an improvement in airborne and impact sound insulation of around 14 dB due to installing a suspending ceiling. The improvement is across all frequencies above 80 Hz. We see a negative effect of the mentioned dropped ceiling for low frequencies. However, it is important to mention that the installed dropped ceiling doesn't use resilient hangers or insulation material in the void and is not an acoustical dropped ceiling. The little negative effect of the dropped ceiling at low frequencies can be easily solved by adding insulation material in the void to avoid standing waves and using resilient hangers rather than stiff ones.
There is a significant improvement in airborne and impact sound insulation (around 3 dB) when using strips of 100 mm Stravifloor Mat-W25 spaced 610 mm versus full surface support with the same resilient material.
The full-surface wet systems tested can perform up to 3 dB better in airborne noise insulation but have lower performance (up to 4 dB) in impact noise insulation, with the most significant differences at frequencies above 160 Hz.
When comparing setups using discrete bearings with setups using mats as resilient support, there are improvements in airborne sound insulation up to 10 dB and 5-7 dB in impact sound insulation; those improvements are visible across the complete frequency spectrum.
The implementation of Fermacell® Powerboard H20, 12.5 mm thick and with a surface density of 13.5 kg/m², increases airborne and impact sound insulation by approximately 3 dB.
The current study used three types of wooden boards, HydroFlam®, OSB/3, and plywood, for testing. We observed no significant differences in acoustic performance among the test setups, which differed only in the type of wooden board used. This finding can be attributed to the similarity in thickness and density of the boards.
This study investigated the acoustic performance of test setups with channel spacing of 406 mm and 610 mm between bearings while maintaining a constant distance of 500 mm between bearings in the other direction. Results showed no significant difference in acoustic performance for frequencies starting from 50 Hz.
In lightweight acoustic floor systems, high-damping viscoelastic acoustic membranes (damping layers) are added between wood-based panels to address the dips in transmission loss in the resonance and coincidence-controlled regions, constrained layer damping (CLD) technique. This study found no significant difference between the results of test setups with and without a damping layer, except for slightly better results at the lowest end of available data (< 50 Hz) and higher transmittance above 800 Hz. This is because the impact of the standardized tapping machine used in the tests was insufficient to generate high shear loads in the damping layer. Therefore, no significant energy was lost in this layer during the tests. However, the panels and damping materials are expected to be more compressed for higher loads, resulting in higher deformation and shear deformation and a more pronounced benefit of constrained layer damping.
Comparing the setups using 30 mm bearings with those using 50 mm bearings, it is observed that there is a 2-3 dB improvement in airborne sound insulation and impact sound insulation. Notably, the

improvements are predominantly observed in the low-frequency range due to the overall stiffness of the system and the increase in the void, which results in the reduced impact of stiffness of the entrapped air. Increasing the air void between the floating floor system and the supporting structural floor from 50 mm to 80 mm results in a noticeable enhancement in airborne and impact noise insulation. The shift of the Rw curve towards the left at lower frequencies confirms this observation. As the air void becomes larger, this can be attributed to reduced air spring stiffness.
A system can be designed with a total build-up height (excluding structural slab) of 136.5 mm by combining an acceptable number of boards to achieve a high surface load of 52 kg/m² with an overheight of 30 mm and pads of 50 mm. This system can achieve global $L_{n,w}$ = 47 dB and R_w = 67 dB.
Comparing setups using 2 plywood boards and dry screed (setup P) with setups using a plywood board combined with 3 layers of Fermacell (O), an influence can be observed on sound insulation at low frequencies due to the added surface mass.
When looking at floor-ceiling setups tested on 140 mm CLT slab, we can say:
Due to the installation of an acoustical suspended ceiling, there is a significant improvement of up to 42 dB in airborne and impact sound insulation. The improvements are specifically better on medium and higher frequencies.
Combining a floating floor with a suspended ceiling improves airborne and impact sound insulation. Up to 7 dB is achieved for the airborne sound insulation and up to 13 dB for the impact sound insulation on all frequencies, specifically below 80 Hz and above 125 Hz.
When looking at the results achieved on the first slab using a non-acoustical drop ceiling and on the second slab using an acoustical ceiling, a performance increase of 8 dB for both $L_{n,w}$ and R_w is observed. That shows the benefits of designing a solution that correctly treats both sides of the CLT slab. However, it is better to mention another difference between setups from both test campaigns, the thickness of the OSB boards used (15 mm vs 18 mm).
Higher differences between both test campaigns are mainly from 100 Hz to 2000 Hz. Also, the performance decrease below 80 Hz compared with the bare slab in the first campaign almost no longer occurs when using an acoustical suspended ceiling.

3 Improving flanking sound transmission in CLT constructions

An in-situ test campaign was carried out on a T-junction to learn more about the influence of elastic interlayers and acoustic brackets on the flanking sound transmission. The campaign was executed on a construction site situated in Lier, Belgium. The construction is a residential multi-storey building with structural elements at all levels above ground made of CLT panels. At the time of measurements, only the structure was present without finishing. Almost all walls are supported by an elastic layer. The test campaign aims to determine K_{ij} for the different transmission paths.
Figure 3 shows the geometry of the measured T-junction. The geometry and material properties of each component in the T-junction are known.

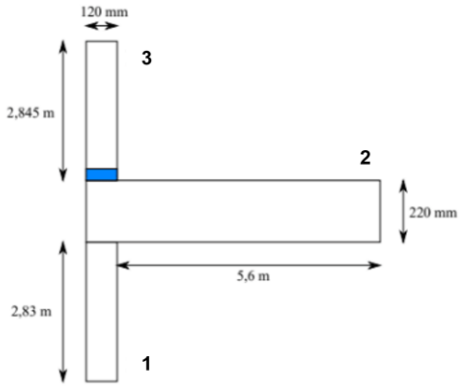


Figure 3 – Geometry of measured T-junction. Taken from "Voorspelling van flankerende geluidtransmissie in lichtgewichtconstructies" [1].

Experiments to define K_{ij} for each of the transmission paths is done for 3 different connection types:

1. Straviwood WallBreak-S (Elastic strip, 12.5 mm)
2. Straviwood WallBreak-S (Elastic strip, 12.5 mm) + metal L-bracket (rigid connection)
3. Straviwood WallBreak-S (Elastic strip, 12.5 mm) + Straviwood WallBracket (acoustical wall angle bracket)

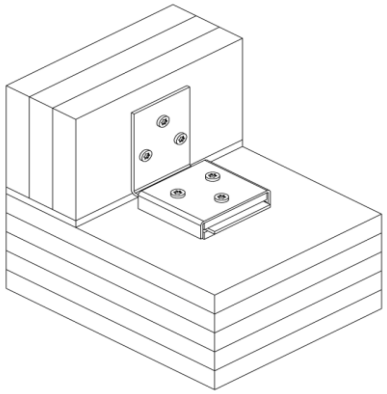


Figure 4 – Schematic drawing of Straviwood WallBracket.

Measurements are done following international norm ISO 10848-1 [2]. The positioning scheme of accelerometers and impact generation and the method of processing measurement data can be found in "Voorspelling van flankerende geluidtransmissie in lichtgewichtconstructies" [1].
The graphs below show measurements of cap Kij and results from the empirical formula in Annex F of ISO 12354 [3] for the different transmission paths in the T-junction.
Figure 5 shows the vibration reduction index of path 2 to 3, the path from upper wall to floor through the elastic layer. One can see that all measurements result in a higher vibration reduction index than the empirical formula of ISO 12354, showing that the elastic layer has a positive effect.
The measurement without any fixation shows the highest values. The measurements with angle brackets show lower values of K_{ij} compared to the setup with just the elastic layer. Acoustically decoupled angle brackets (Straviwood WallBracket – see figure 4) can mitigate the additional transmission over the junction, but still result in lower values of K_{ij} compared to connections without brackets.

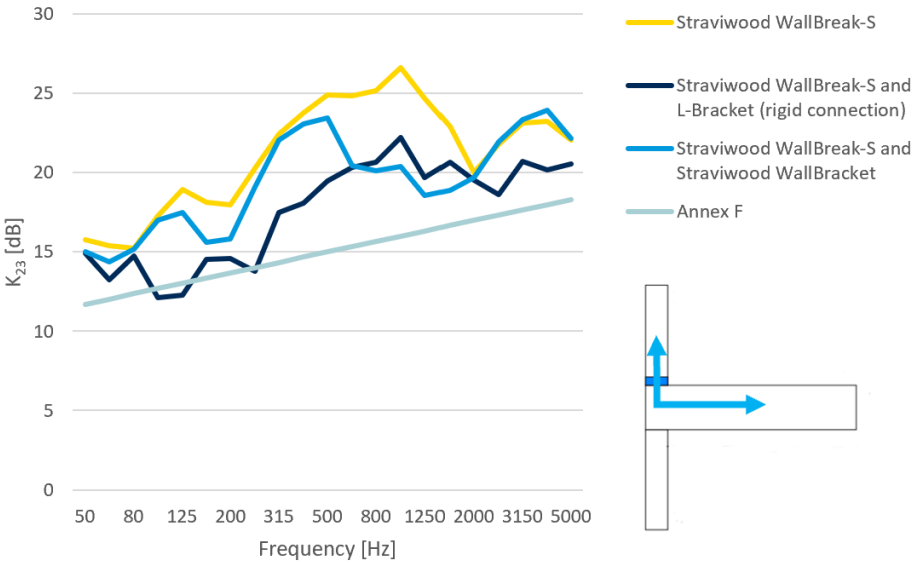


Figure 5 – Vibration reduction index K_{23}.

Figure 6 shows K_{ij} for path 1 to 3, the path from the upper wall to the lower wall. One can clearly see the same happening with the highest values for the setup without angle brackets and lowest measurements values for the setup with fixed angle brackets. The empirical formulas of ISO 12354 result in values that are too low compared to the measurements.

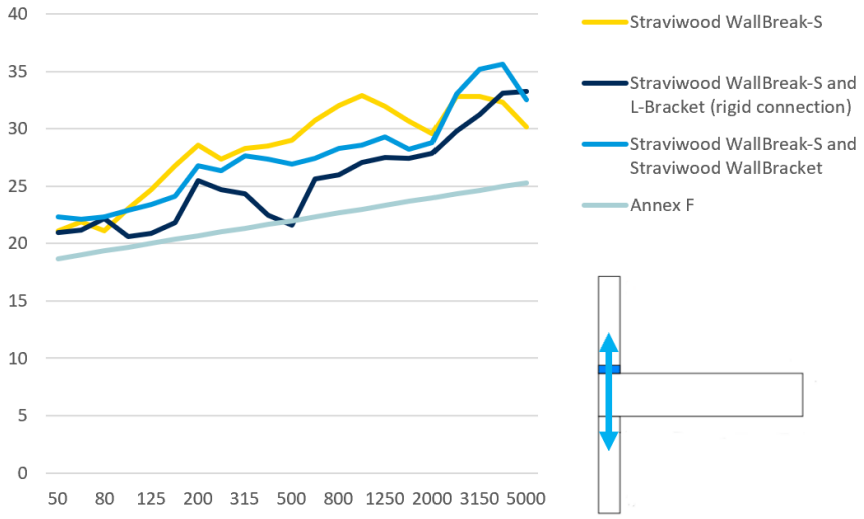


Figure 6 – Vibration reduction index K_{13}.

Figure 7 shows the vibration reduction index for the floor – lower wall path. In this graph one sees that the vibration reduction index measurements show lower values than the empirical formula. This might be a result of the presence of the elastic layer between the floor panel and upper wall. Due to the presence of the layer, the vibrations are directed to the non-isolated building element, resulting in a lower vibration reduction index from element 1 to element 2 and vice versa.

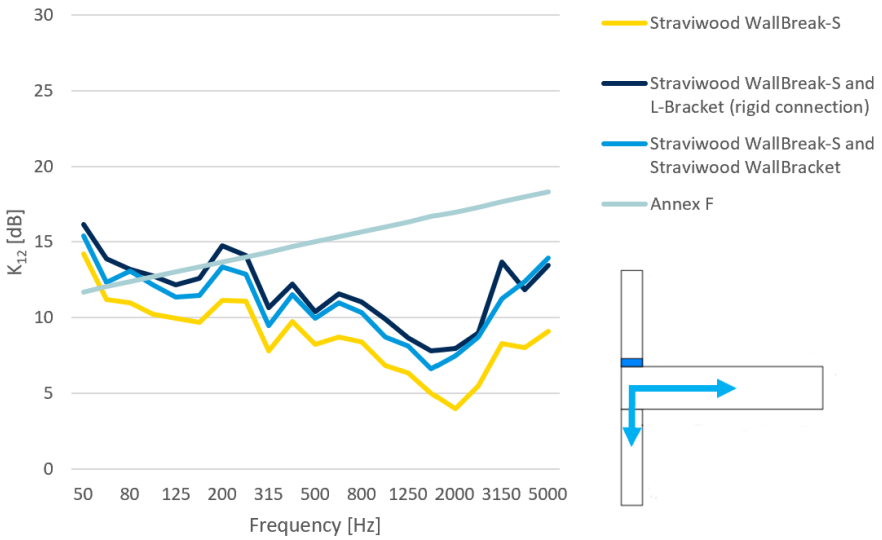


Figure 7 – Vibration reduction index K_{12}.

4 Improving flanking sound transmission in CLT modular construction

As modular timber structures in cross-laminated timber grow larger and higher, the modules need, from a structural point of view, to be more solidly connected to each other in the horizontal direction. This, unfortunately, results in acoustic contact bridges. In The Netherlands a test arrangement was made with two modules in cross-laminated timber to test them with various ways of interconnection. The connections were ranging from full dilatation (without any connection), rigid metal connections to 3 variants of Straviwood ModuLink with different stiffnesses. Apart from these, no other connections were made in between the 2 modules.
The study was carried out on two used Finch Buildings modules, each measuring approximately 4 x 8.5 m. To minimize noise transmission through the supporting structure, each module was installed on 6 isolation pads in CDM-104 material with dimensions of 300 x 140 x 12.5 mm, supplied by CDM Stravitec. The space between the floors of the modules and the supporting structure was filled with rockwool. The modules were horizontally connected at roof level with 4 anchors with a horizontal spacing of 2.25 m.
A schematic view of the setup can be found in figure 8.

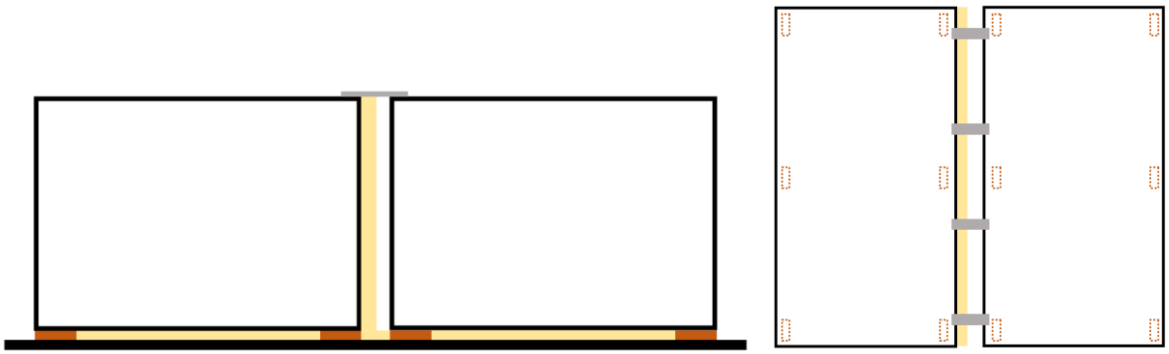


Figure 8 – Front and top views of the test setup.

Different connection methods were made and tested. Below the relevant specifications that influence the acoustic behavior of the setup are listed.
Separating wall: 140 mm CLT5S – cavity of 100 mm filled with 50 mm glass wool – 140 mm CLT5S
Acoustic anchors – type Straviwood ModuLink (by CDM Stravitec):

- Type C1: Straviwood ModuLink 0.8 kN SLS – consists of 2 x CDM-102 isolation pads with dimensions of 140 x 45 x 25 mm + 2 elastomeric sleeves M12. The resonance frequency of the solution is approximately 15 Hz.
- Type C2: Straviwood ModuLink 6.7 kN SLS – consists of 2 x CDM-105 isolation pads with dimensions of 140 x 45 x 25 mm + 2 elastomeric sleeves M12. The resonance frequency of the solution is approximately 15 Hz.
- Type C3: Straviwood ModuLink 17 kN SLS – consists of 2 x CDM-106 isolation pads with dimensions of 140 x 45 x 25 mm + 2 elastomeric sleeves M12. The resonance frequency of the solution is approximately 15 Hz.

Tests were performed following norm NEN-EN-ISO 717-1:2013 [4] and normative references herein. In total 5 variants with different connection methods were tested, ranging from fully dilatated (C0 - no connection at roof level), over 3 acoustic anchors – type Straviwood ModuLink by CDM Stravitec (C1, C2 and C3) and hard connections with stiff metal anchors (C4). Figure shows the results of the test campaign.

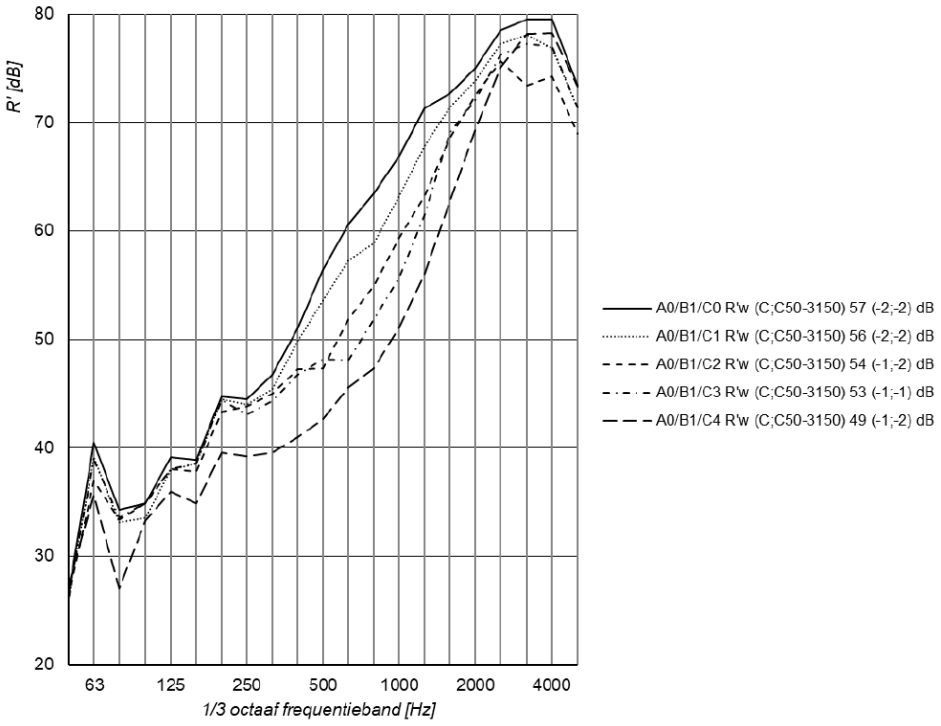


Figure 9 – Airborne sound isolation results of different test setups.

The measurement results show clearly that connections at roof level influence the overall sound insulation between modules. In the case of rigid steel couplings, this effect occurs over almost the entire frequency range. This leads to a decrease in airborne sound insulation R_w of 8 dB. When Straviwood ModuLink anchors are used, the effect is limited to 1 to 4 dB, depending on the stiffness/load capacity of the anchor.
One can analyze based on these results the change in vibration reduction index ΔK compared to a fixed connection (Setup C4 in the discussed test campaign). This calculation can be done based on formulas

18 and 20 in ISO 12354-1 [3]. From the below formula one can deduce per situation the direct part ($R_{D,w}$) and the flanking part ($R_{F,w}$).

$$R'_w = -\left(10\log\left(10^{-R_{D,w}/10} + 10^{-R_{F,w}/10}\right)\right) dB \quad (1)$$

The formula of the flanking path can be written as:

$$R_{F,w} = R_{F,w,C4} + \Delta K \quad (2)$$

with ΔK the improvement of the vibration reduction index compared to the fixed connection results.

Table 3 – Measurement results for different connection types.

Connection type	R'_w [dB]	$R_{D,w}$ [dB]	$R_{F,w}$ [dB]	ΔK [dB]
C0	57	57	>67	>17
C1	56	57	63	13
C2	54	57	57	7
C3	53	57	55	5
C4	49	57	50	-

The vibration reduction index ranges from 5 dB to 13 dB for the different brackets, with the one using the isolators with the lowest stiffness having the highest vibration reduction index.
The performance obtained in practical situations may deviate slightly from the results in the test setup. This is caused partly by a different geometry of rooms and partly by a different spacing in between the structural Straviwood ModuLink anchors. From this study can be concluded that high-quality acoustic connectors have an important contribution to achieving the limit and target values for sound insulation in a project.

References

[1] Moons, Stijn. Voorspelling van flankerende geluidtransmissie in lichtgewichtconstructies. KULeuven, 2022.

[2] Acoustics - Laboratory and field measurement of flanking transmission for airborne, impact and building service equipment between adjoining rooms - Part 1: Frame document. *ISO 10848-1*. 2017.

[3] Building Acoustics - Estimation of acoustic performance of buildings from the performance of elements - Part 1: Airborne sound insulation between rooms. ISO 12354-1. 2017.

[4] Acoustics - Rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 1: Airborne sound insulation. *NEN-EN-ISO 717-1*. 2013.

ASSESSMENT OF REPEATABILITY OF FIELD MEASUREMENTS OF IMPACT SOUND INSULATION IN DIFFERENT FLOOR SCENARIOS

Romero Fernández, Amelia[1], Trujillo Gallego, José Alberto[2], San Millán Castillo, Roberto[3]

[1] Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja. IETcc – CSIC
{e-mail: aromero@ietcc.csic.es}

[2] Labenac – Grupo de Investigación en Instrumentación y Acústica Aplicada (I2A2).
{e-mail: jtrujillo@i2a2.upm.es}

[3] Universidad Rey Juan Carlos-Departamento de Teoría de la Señal y Comunicaciones - EIF
{e-mail: roberto.sanmillan@urjc.es}

Resumen

Las mediciones in situ del aislamiento a ruido de impactos están normalizadas en ISO 16283-2:2020. La determinación y aplicación de la incertidumbre debe cumplir con la norma ISO 12999-1:2020. Para proporcionar un desempeño adecuado de estas mediciones, se debe considerar la repetibilidad. Por lo tanto, después de realizar varios ensayos, la desviación estándar máxima de repetibilidad en las bandas de tercio de octava de interés debe permanecer por debajo de los límites establecidos en la ISO 12999-1:2020. Este estudio proporciona una evaluación de la repetibilidad de los ensayos de aislamiento acústico a ruido de impactos en distintos escenarios de suelo típicos en España. Los resultados no son conformes en todo el rango de frecuencia. Estas desviaciones generan preocupación sobre la idoneidad de los límites de repetibilidad y el procedimiento de ensayo que se debe considerar al realizar mediciones de acuerdo con las normas ISO.

Palabras clave: aislamiento a ruido de impactos, ensayos in situ, incertidumbre, repetibilidad.

Abstract

Field measurements of impact sound insulation are standardised in ISO 16283-2: 2020. The assessment of the uncertainty must comply with ISO 12999-1:2020. To provide an adequate performance of these tests, repeatability must be considered. Hence, after performing several measurements, the maximum standard deviation of repeatability must remain under the limits reported in ISO 1299-1:2020, regarding the one-third octave bands of interest. This study assesses the repeatability of the impact sound insulation tests in different typical floor scenarios in Spain. The results are non-compliant with the frequency bands limits in all the studied cases. These deviations raise concerns about the appropriateness of the repeatability limits and the testing procedure that should be considered when performing tests according to ISO standards.

Keywords: impact sound insulation, field testing, uncertainty, repeatability.

PACS nº. 43.55.-n

1 Introduction

The standard ISO 16283-2:2020 is the method for the field measurement of impact sound insulation from 2015. The standard procedures rely on sound pressure levels and using an impact source [1]. In building acoustics, the uncertainty assessment is central to offering comprehensible and practical data. ISO 16283-2 requires uncertainty determination according to the standard ISO-12999-1:2020. The principal concepts in ISO 12999-1:2020 are reproducibility and repeatability. Hence, the uncertainty of methods and measurements can be reported based on interlaboratory data, namely reproducibility figures [2]. However, ISO 12999-1:2020 recommends verifying laboratory testing procedures, and repeatability becomes the target to this end. Hence, ISO-12999-1:2020 provides the maximum value for the typical deviation of repeatability (σ_r) versus the frequency range of interest, in one-third octave bands. In repeatability conditions, measuring procedures, operators, equipment, rooms and tested specimens must be the same within a short delay.

Repeatability requirements are the same for airborne sound insulation, façade sound insulation, and impact sound insulation. Hence, the maximum σ_r decreases from low to high frequencies becoming constant from the 400 Hz band. ISO-12999-1:2020 lacks a reference for this data. This differs significantly from the previous standard EN 20140-2 with different repeatability limits (r) (i.e., interlaboratory repeatability) for various tests in laboratory conditions [3]. Those values are different in this withdrawn standard. Generally, the limits appear tighter than the current ones and show the same behaviour in frequency for impact sound insulation measurements in laboratory conditions (ISO 140-6). However, another frequency behaviour was presented for the measurements of reduction of transmitted impact noise by floor coverings on heavyweight standard floors in laboratory conditions (ISO 140-8), although σ_r and r are not equivalent terms. Table A.1 presents an increasing tolerance from the 800 Hz band to the high-frequency end and a medium tolerance in low frequencies. Moreover, the frequency range is a reduced version of ISO 12999-1:2020, from 100 Hz to 3150 Hz. EN 20140-2 data comes from 34 tests of a 12 cm deep concrete slab with a floating floor in a German laboratory, for ISO 140-6, and from 21 tests of PVC covering (i.e., a weighted reduction of impact sound pressure (ΔL_w) of 14 dB) on the reference floor in 4 Scandinavian laboratories, for ISO 140-8.

Some studies by Loverde et al. [4,5] focused on the number of tapping machine positions that are averaged in field and laboratory testing but did not consider the lowest frequency range (<100 Hz). Neither works confirm systematic differences among tapping machine positions in global ratings. Larson et al. [6] studied the effect of tapping machine position relative to the joists in a wood floor, which increased the impact sound pressure level from 4 dB to 7 dB when closed to the subfloor between the joists in the frequency range 25-160 Hz. Thus, the authors considered that the standards should clarify source positions to avoid those discrepancies.

Dong et al. worked on vinyl plank flooring on gypsum concrete with solid wood joists, fibreglass batt insulation, and resilient channels [7]. Hence, σ_r estimation, for four consecutive times with the tapping machine in the same position, remains within the limits of ISO 12999-1:2020 but the frequency curve is increased at high frequencies. However, the results of σ_r for nine positions of the tapping machine exceed the limits of ISO 12999-1:2020 at some bands. A similar study by the authors with a concrete floor revealed equivalent results with high variations between individual positions leading to small deviations when averaged. The extensive survey in [5] suggests that the tapping machine position scarcely affects the insulation rating. However, high variation between source positions correlated with certain flooring types, even in laboratory testing. The current limits of σ_r might be exceeded due to the coupling between finish and structure. This effect is underlined when the test involves fewer source positions and in-field tests. These authors consider the need for further studies to reduce uncertainty

about the specification of source locations and the increase in positions and limits within a range of 3 dB and 5 dB for laboratory testing.

Building technology in Spain is particular and remarkably different from those of Northern Europe or the USA. Thus, considering the potential variations in sound insulation tests depending on floors, it is relevant to assess repeatability. This work aims at 1) evaluating the σ_r of 3 typical Spanish floors; 2) comparing σ_r to the limits of ISO 12999-1:2020; and 3) discussing the consequences of the results for practitioners.

The remainder of this work is organized as follows. Section 2 describes the testing procedures, the equipment and the scenarios employed in this study. Then, Section 3 offers the testing outcomes in the selected scenarios and a detailed discussion of the results. Finally, Section 4 concludes. Given the results, some lines of work are also proposed to continue with this research.

2 Material and Methods

2.1 Measurement procedure and equipment description

Impact sound insulation measurements were performed following ISO 16283-2:2020 [1] in 3 different scenarios (see Section 2.2). In each of them, the measurements were repeated 5 times, under conditions of repeatability, that is, with the same measurement procedure, the same measuring system and the same operators, over a short time; but modifying the source and microphone positions for each repeated measurement and selecting them again more or less randomly.

The magnitude measured was the "standardised impact sound pressure level" (L'_{nT}), defined in equation 1, in the frequency range from 50 Hz to 5000 Hz in one-third octave bands. The default procedure ($V >$ 25 m^3) and fixed microphone positions were used. A tapping machine was used as an impact source.

$$L'_{nT} = L_i - 10 \cdot lg \frac{T}{T_0} \quad \text{[dB]}, \tag{1}$$

where L_i is the energy-average impact sound pressure level in the receiving room corrected by background noise; T is the reverberation time in the receiving room [8]; T_0 is the reference reverberation time, in s (for dwellings, T_0 = 0,5 s).

Four different positions of the tapping machine were used, randomly distributed on the floor under test. Likewise, 4 different microphone positions were used, measuring impact noise levels in two of these positions for each source position. The averaging time for the level measurements was 15 seconds.
The location of the tapping machine and microphone positions met the specifications of the reference standard regarding the distances between them, the source positions and room boundaries.

For each tapping machine position, the standardised impact sound pressure level is calculated, and an averaged final value is obtained, according to equation 2:

$$L'_{nT} = 10 \cdot \lg \frac{1}{m} \sum_{j=1}^{m} 10^{L'_{nT,j}/10} \quad \text{[dB]}, \tag{2}$$

where m is the number of tapping machine positions; $L'_{nT,j}$ is the standardised impact sound pressure level for tapping machine position j.

Generally, by applying the ISO 717-2:2020 standard [9], the weighted standardised impact sound pressure level, $L'_{nT,w}$ is obtained, but this parameter has not been studied in this work.

The airborne sound contribution from the tapping machine was also evaluated to determine whether it should be considered negligible or it may influence the results in some way.

The measuring system used for impact noise tests was:

- Class 1 sound level meter, one-third octave band analyser, Brüel & Kjaer model 2260;
- ½" Microphone model 4189 and preamplifier ZC-0026, Brüel & Kjaer;
- Class 1 sound calibrator, Brüel & Kjaer model 4231;
- Tapping machine, Brüel & Kjaer model 3207;
- Omnidirectional sound source, Lookline model E2502; and Brüel & Kjaer model 4296

Data post-processing was performed with Brüel & Kjaer's Qualifier Type 7830 PC software and Microsoft Excel. The system was verified at the beginning and the end of each measurement set.

2.2 Scenarios description

The test scenarios correspond to 3 typical separating floor configurations in Spain. The first two correspond to existing buildings, that is, before the entry into force of the present building regulations, DB HR [10], with the current acoustic requirements, which represent close to 90% of the buildings in Spain [11]. The third scenario corresponds to a newly built residential building under this regulation, which requires the installation of a floating floor to meet the impact sound insulation requirements. The measurement rooms are vertically adjacent in all cases, with the source room located in the upper room and the receiving room in the room below. Table 1 shows the details of each scenario and the separating floors tested.

Table 1 – Description of test scenarios and construction solutions of the separating floors.

Scenario	Type of building	Source room	Receiving room	Separating floor	
1	Administrative (furnished)	Office P06, 1st floor	Office S204, Ground floor	* Typical concrete beam and block floor. * Probably some layers of mortar and sand. (≈300 mm)	* No suspended ceiling. * No floating floor * Floor finish: ceramic tiles.
2	Multifamily dwellings (furnished)	Bedroom, 5th floor	Dining room, 4th floor	* Typical concrete beam and block floor. * Probably some layers of mortar and sand. (≈300 mm)	* No suspended ceiling. * No floating floor * Floor finish: wooden parquet floor.
3	Multifamily dwellings (unfurnished)	Living Room /Kitchen, 1st floor	Living Room /Kitchen, Ground floor	* Prestressed slabs with a compression layer and light blocks (≈250+50 mm)	* Suspended ceiling: 15 mm plasterboard and 100 mm air gap. * Floating floor: 50 mm cement screed with a 30 mm layer of elasticised expanded polystyrene. * Floor finish: wood effect PVC floor.

3 Results and discussion

The following sections show the results of the measurements for the 3 scenarios. For each measurement set, compliance with the repeatability requirements of ISO 12999-1:2020 was evaluated.
For each of the scenarios, the results graphs are organised as follows:

- Figures 1, 4 and 7 represent the spectra of the 5 repeated measurements of L'_{nT}.
- Figures 2, 5 and 8 compare σ_r of the 5 repeated measurements with the limits given in Table 1 of ISO 12999:2020. Values from the measurements should be smaller than those in ISO 12999-1:2020.
- Figures 3, 6 and 9 show the spectrum of the level of signal and background noise combined (L_{sb}) measured in the receiving room, for each source position (F1 to F4) and its 2 corresponding measurement points (P1 and P2).

The airborne sound contribution from the tapping machine was evaluated in all scenarios. Its influence was not notable in them. This contribution is usually much more controlled when the rooms are vertically adjoining, as in this case.

3.1 Scenario 1

Figures 1 and 3 present a high variability within the test repetitions. There is non-compliance with the repeatability requirements indicated in the reference standard starting at 1600 Hz and more notably above 3150 Hz, as shown in Figure 2. Also, a 315 Hz peak appears in the standard deviation curve above the limit. Figure 3 shows that received levels depend more on the source than the microphone position.

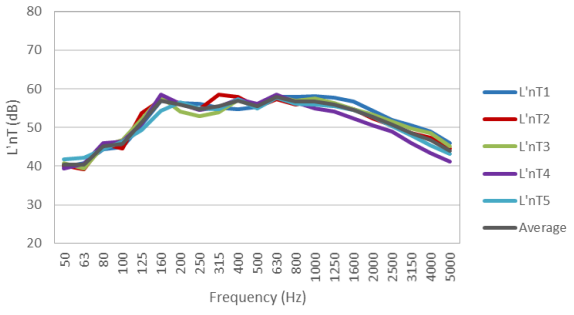


Figure 1 – Spectra of the 5 repeated measurements of L'_{nT}. Scenario 1.

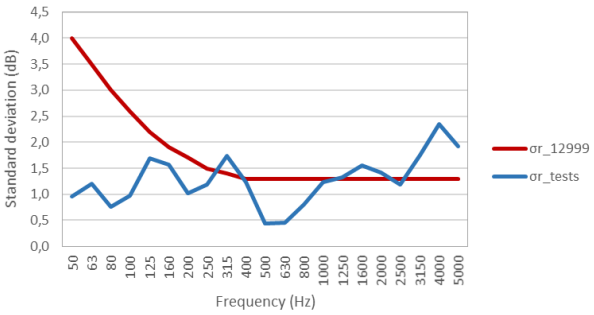


Figure 2 – Standard deviation: ISO 12999 vs measurements. Scenario 1.

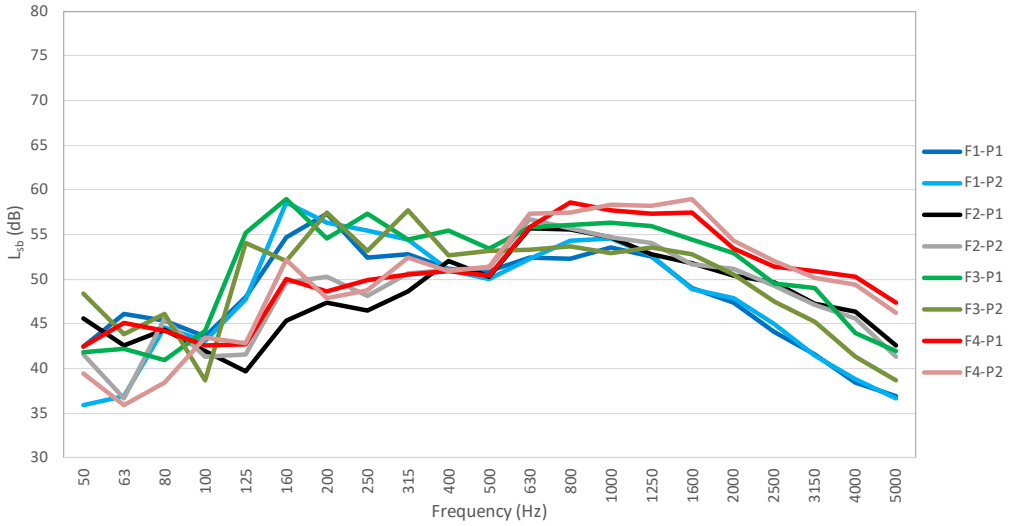


Figure 3 – Level of signal and background noise combined (L_{sb}) in the receiving room. Combinations of source position and measurement points for one of the repetitions. Scenario 1.

Data in Figure 3 may be grouped roughly in pairs, mostly broadband. Each pair of microphone positions with a similar response in the receiving room corresponds to the same source position. Thus, the tapping machine positions seem to influence the results of this test and provide variability in repeatability.

This separating floor had a floor finish made of ceramic tiles, without any damping layer. A ceramic tile floor without an impact insulation layer might cause an increase in the variability of the levels of transmitted noise, depending on where the hammer hits (e.g., on a gap, or on an area where the tile may be better or worse attached).

3.2 Scenario 2

In this case, a more homogeneous floor was selected which allows, in principle, a more uniform response of the transmitted impact noise. The separating floor is finished with a wooden parquet floor.

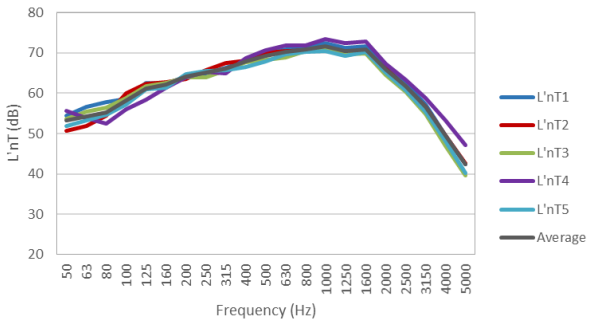


Figure 4 – Spectra of the 5 repeated measurements of L'_{nT}. Scenario 2.

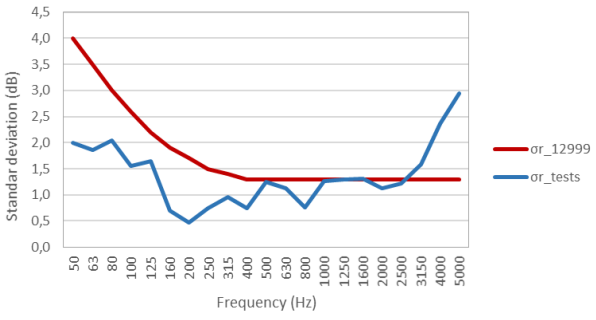


Figure 5 – Standard deviation: ISO 12999 vs measurements. Scenario 2.

Figure 5 shows that non-compliance with the repeatability limits set in the standard continues. However, there is an improvement in the results as the non-compliance begins from 3150 Hz, compared to the

previous scenario, where it started from 1600 Hz. However, values of σ_r are slightly higher than in scenario 1 at 4000 Hz and 5000 kHz.

In this case, Figure 6 shows a convergence of data in the highest frequencies, and it seems that the dependence on the source position vanishes. In the low-frequency range, the microphone positions can be roughly paired but less clear than in scenario 1. The wooden parquet floor finish might help provide a homogeneous surface for hammer hits.

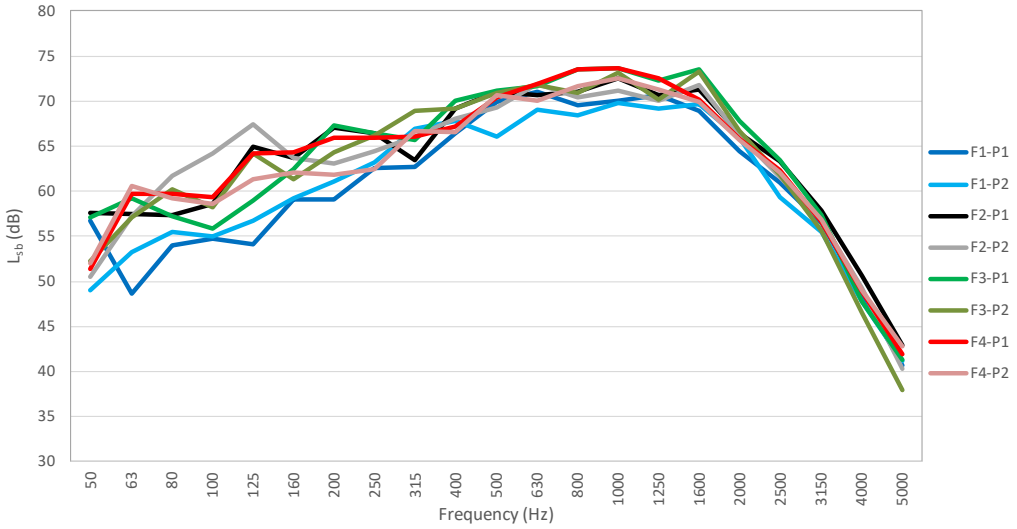


Figure 6 – Level of signal and background noise combined (L_{sb}) in the receiving room. Combinations of source position and measurement points for one of the repetitions. Scenario 2.

3.3 Scenario 3

The separating floor in this scenario represents the usual construction solution for new buildings that comply with the DB HR regulation. Thus, a floating floor is required to meet the impact sound insulation requirements between two adjoining dwellings.

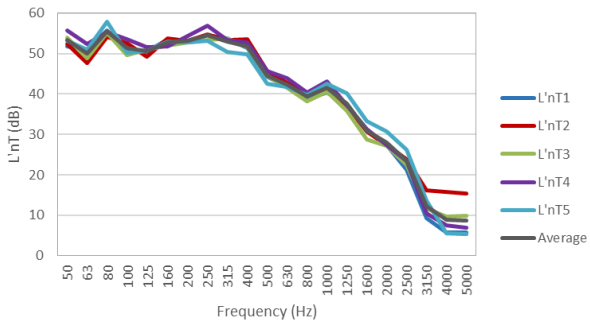


Figure 7 – Spectra of the 5 repeated measurements of L'_{nT}. Scenario .3

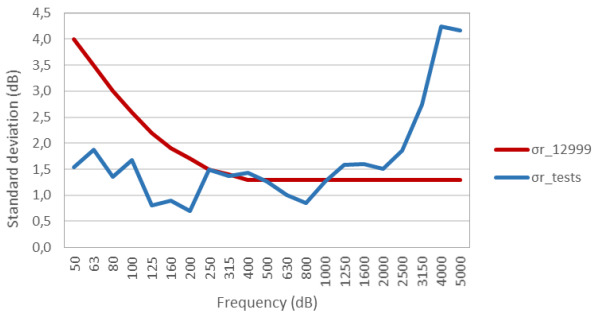


Figure 8 – Standard deviation: ISO 12999 vs measurements. Scenario 3.

In this case, the compliance with σ_r is worse than in the previous cases (See Figure 8). The value of σ_r exceeds the limit curve from 1000 Hz reaching values close to 3 dB at 3150 Hz and above 4 dB at 4000

and 5000 Hz. It is worth mentioning two facts that can explain these repeatability results at the highest frequencies.
On the one hand, given L'_{nT} in Figure 7, the insulation is extremely high from 3150 Hz with noise levels in the receiving room below 10 dB and a limitation due background noise. This construction solution (see Table 1) provides a weighted reduction of impact sound pressure (ΔL_w) up to 33 dB meaning an excellent performance. On the other hand, this scenario was subject to unstable background noise. This led to differences up to 10 dB in the impact noise levels at reception, among repetitions. The authors consider that the repeatability results would improve when better controlling this fact.

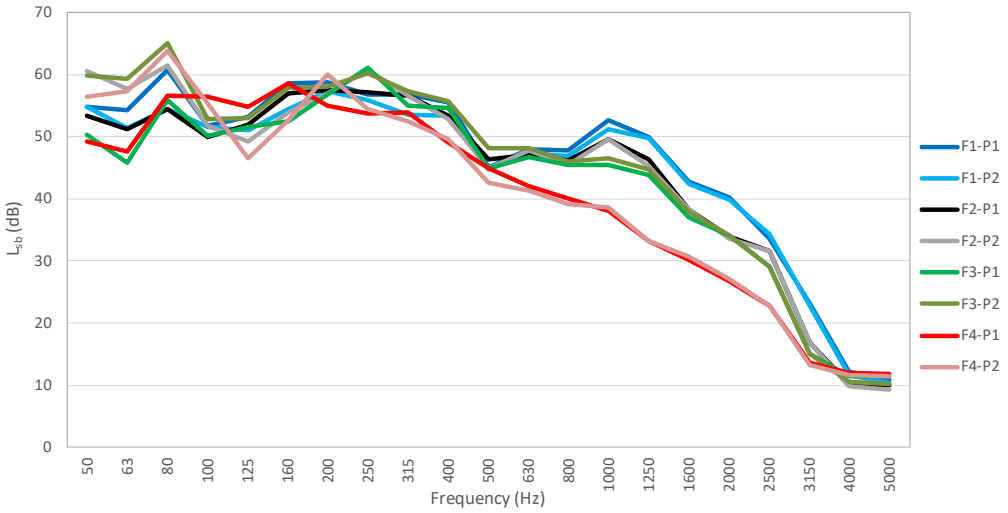


Figure 9 – Level of signal and background noise combined (L_{sb}) in the receiving room. Combinations of source position and measurement points for one of the repetitions. Scenario 3.

Figure 9 shows again the dependence of the impact sound levels on the position of the source in high frequencies as in Figure 3 in scenario 1. However, this is not the case in the low-frequency range.

A comparison of σ_r for the 3 scenarios is represented in Figure 10. None comply with the broadband limits, mostly in the high-frequency range. All the studied scenarios show a similar increasing trend of σ_r with frequency from a turning point. However, scenario 3 shows the highest variability. In mid and low frequencies data is compliant, but few bands in scenarios 1 and 3, with slight exceedances.

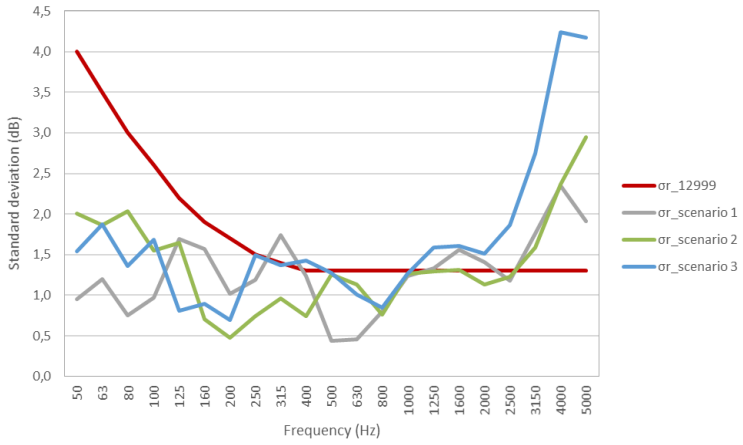


Figure 10 – Comparison of the repeatability in the 3 scenarios.

4 Conclusions

This work studies the repeatability of impact sound insulation tests in 3 typical scenarios in Spain, considering a wide sampling scope with 4 source positions and 4 microphone positions. None comply with the suggested limits in ISO 12999-1:2020, mostly in the high-frequency range. It seems the floor type and its insulation performance notably influence σ_r. Moreover, receiving levels depend on tapping machine positions in different ways. Thus, we find the current σ_r limits for field testing controversial since scenarios may differ extensively. A common comparison framework for airborne sound insulation, façade sound insulation and impact sound insulation seems too general for such different tests. This can make it difficult for practitioners to comply with current repeatability requirements, despite performing adequately. The extended limits in the low-frequency range appear sufficient comparing to the previous reference standard and literature. Consequently, the high-frequency range may benefit from specific and wider limits, as suggested in EN 20140-2 and studies of other authors.

Moreover, high-insulation partitions may include background noise levels as an additional uncertainty factor when assessing σ_r. Hence, σ_r might become overwhelming in field testing, mostly in high frequencies.

Future research lines will work on the effect of increasing the source and microphone positions in σ_r. Also, the study needs more samples to obtain general conclusions.

Referencias

[1] International Organization for Standardization. (2020). ISO 16283-2: acoustics: field measurement of sound insulation in buildings and of building elements: part 2: impact sound insulation.

[2] International Organization for Standardization. (2020). ISO 12999-1: Acoustics− Determination and application of measurement uncertainties in building acoustics− Part 1: Sound insulation.

[3] Comité Europeen de Normalisation. (1993). EN 20140-2: Acoustics - Measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part 2: Determination, verification and application of precision data (ISO 140-2:1991).

[4] LoVerde, J. J., & Dong, D. W. (2007). Evaluation of field impact sound pressure levels as a function of tapping machine location. The Journal of the Acoustical Society of America, 121(5_Supplement), 3113-3113.

[5] LoVerde, J., & Dong, D. W. (2017). Variations in impact sound level as a function of tapping machine position. The Journal of the Acoustical Society of America, 141(5_Supplement), 3929-3929.

[6] Larsson, K., Simmons, C., Amiryarahmadi, N., & Zhang, X. (2012). Influence of tapping machine position on timber joist floors on the low frequency impact sound. In 41st International Congress and Exposition on Noise Control Engineering 2012, INTER-NOISE 2012; New York, NY; United States; 19-22 Aug., 2012 (Vol. 8, pp. 6620-6630).

[7] Dong, W., Lo Verde, J., & Girdhar, S. (2020). Measurement of low frequency impact insulation. The Journal of the Acoustical Society of America, 148(4_Supplement), 2513-2513.

[8] International Organization for Standardization. (2008). ISO 3382-2 - Acoustics - Measurement of room acoustic parameters - Part 2: Reverberation time in ordinary rooms.

[9] International Organization for Standardization. (2020). ISO 717-2: Acoustics - Rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 2: Impact sound insulation.

[10] Ministerio de Transportes, Movilidad y Agenda Urbana, *Documento Básico DB HR Protección frente al Ruido. Código Técnico de la Edificación*. (*DB HR Protection against noise. Spanish Building Code*). 2019. [Online]. Available:

http://www.codigotecnico.org/cte/export/sites/default/web/galerias/archivos/DB_HR_sept_2009.pdf

[11] Boletín estadístico “on line” del Ministerio de Fomento, “Estimación del parque de viviendas”. Available: https://apps.fomento.gob.es/BoletinOnline2/?nivel=2&orden=33000000

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ACOUSTIC BEHAVIOUR OF THE EASYFLOOR GFRP-PUR WEB-CORE COMPOSITE SANDWICH PANELS

Proença M.[1,†], Santos P.[2], Godinho L.[2], Neves e Sousa A.[1], Correia, J.R.[1], Garrido M.[1], Sena-Cruz J.[3]

[1] CERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Av. Rovisco Pais 1, 1049-001 Lisboa, Portugal
{albano@civil.ist.utl.pt, joao.ramoa.correia@tecnico.ulisboa.pt, mgarrido@civil.ist.utl.pt}
[2] University of Coimbra, ISISE, ARISE, Department of Civil Engineering, Coimbra, Portugal
{psantos@dec.uc.pt, lgodinho@dec.uc.pt}
[3] University of Minho, ISISE, ARISE, Campus de Azurém, Guimarães, Portugal
{jsena@civil.uminho.pt}
†Deceased

Resumo

Este artigo apresenta a caraterização experimental e analítica do isolamento sonoro dos inovadores painéis sanduíche *EasyFloor*, constituídos por faces e almas em polímero reforçado com fibra de vidro (GFRP) e núcleo de espuma de poliuretano (PUR). O painel foi desenvolvido para a reabilitação de pavimentos de madeira antigos e inclui duas variações: (i) a solução de base (ii) e um painel híbrido, em que a face superior inclui uma camada de betão. A caraterização inclui a análise comparativa do isolamento a sons aéreos e isolamento a sons de percussão com base em ensaios experimentais em provetes à escala real. Para a estimativa e comparação das propriedades de isolamento acústico determinadas experimentalmente, foram considerados diferentes modelos analíticos, entre os quais, o modelo de Sharp foi o que forneceu melhores previsões tendo em conta uma adaptação que considera as frequências natural e de dilatação como a frequência crítica no modelo. A comparação dos requisitos estabelecidos no regulamento de construção com os índices sonoros normalizados de ruído aéreo e de percussão determinados experimentalmente mostra que a utilização dos painéis Easyfloor em cenários de reabilitação (bem como em construção nova) requer medidas de mitigação adicionais para garantir um isolamento sonoro adequado.

Palavras-chave: painel sanduíche; polímero reforçado com fibra de vidro (GFRP); núcleo de espuma de poliuretano (PUR); redução do ruído aéreo; nível de pressão sonora de impacto.

Abstract

This paper presents the experimental and analytical characterization of the sound insulation of the innovative EasyFloor sandwich panels made of glass fibre reinforced polymer (GFRP) face sheets and webs, and polyurethane (PUR) foam core. The panel was developed for the rehabilitation of old timber floors and include two variations: (i) the base solution (ii) and a hybrid panel, where the top face sheet comprises a concrete layer. The characterization includes the comparative analysis of the airborne sound reduction and impact sound pressure level based on experimental tests on full-scale specimens, which also includes a typical floor covering on the impact tests. Different analytical models were considered for the estimation and comparison of the acoustic insulation properties determined experimentally; from those, Sharp's model provided the most accurate predictions with an adaption that considers the natural and dilatation frequencies as the critical frequency in the model. The comparison of the requirements set in building regulation with the normalized airborne and impact sound indices determined

experimentally shows that the use of the Easyfloor panels in rehabilitation scenarios (as well in new construction) require additional mitigation measures to ensure an adequate sound insulation.

Keywords: sandwich panel; glass fibre reinforced polymer (GFRP); polyurethane (PUR) foam core; airborne sound reduction; impact sound pressure level.

PACS no. 43.55.Rg, 43.58.-e

1 Introduction

Sandwich panels are composite-section building elements made of thin face sheets bonded to a low-density core widely used in civil engineering applications mainly as cladding elements, but also in other more demanding scenarios such as building floors. Typical materials include metal, wood or fibre-reinforced polymer (FRP) composites for the sheets [1] combined with lightweight cores, such as polyurethane (PUR) rigid foam [2]. FRP composites advantages face to other solutions include their lower self-weight, high strength-to-weight ratio, improved durability and reduced maintenance requirements [3]. This and other characteristics turn those panels into an interesting solution for rehabilitation of old building floors where the existing structural support members (stone-rubble masonry walls) have limited structural capacity and avoids affecting the original seismic performance of such buildings [4].
Despite such advantages, and as a result of its lightweight nature, a weak point of this type of panels is the poor acoustic performance (both airborne and impact sound transmission), as reported in the work by *Proença et al.* [2] related to homogeneous-core GFRP-PUR sandwich panels. This means that additional sound transmission mitigation measures (false ceilings and/or floorings supported on a resilient layer) are required to fulfil user comfort levels for housing and office buildings.
In the follow-up of the development and study of GFRP-PUR sandwich panels [2], a novel GFRP-face and web and PUR-core composite sandwich panel design was proposed as a modular system, named as *Easyfloor*. Besides the base solution (designed for spans up to 4 m), referred hereby as "all-GFRP", a hybrid sandwich panel with an additional top face sheet made of a thin layer of concrete (for spans up to 5) m was developed, referred hereby as "hybrid" (Figure 1).

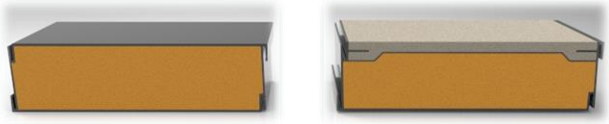


Figure 1 - *EasyFloor* sandwich panel solutions: a) all-GFRP and b) hybrid.

This work presents the acoustic characterization of the *EasyFloor* panels namely: the airborne sound reduction and impact sound pressure level based on experimental tests on full-scale specimens (including typical floor covering on the impact tests); the comparison of the experimentally results with analytical predictions; and the verification of the compliance with building code requirements for the acoustic insulation.

2 Materials and methods

2.1 Test specimens

For both all-GFRP and hybrid panel solutions, two different plan dimensions were considered for the test specimens: 1.508 × 1.250 m^2 for the airborne sound reduction tests and 1.508 × 1.600 m^2 for the impact sound pressure level tests Figure 2). Each of the test specimens were composed of five panel segments (0.30 m of width) adhesively bonded with a two-component thixotropic epoxy adhesive (thickness of 2 mm) along the side edges.

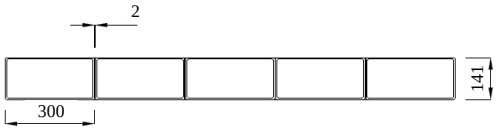


Figure 2 - Test specimen cross-section geometry (in mm).

The all-GFRP solution was composed of a PUR core (mean density of 70 kg/m^3) and GFRP face sheets and webs with thicknesses of 5.5 mm and 7.7 mm, respectively (mean tensile modulus in the longitudinal direction of 31.4 GPa and 26.0 GPa, respectively). The hybrid solution had an additional 20 mm thick layer of C30/37 concrete placed over the top GFRP face sheet (mean cylinder compressive strength of 42.3 MPa). The all-GFRP and the hybrid solutions had a mass per unit area of 41.7 kg/m^2 and 89.7 kg/m^2.

2.2 Airborne sound insulation tests

The airborne sound insulation tests were performed, according to ISO 10140-2 [8], in a chamber consist of two contiguous rooms (the source and receiving chambers) with internal volumes of 111 m^3 and 122 m^3, respectively, separated by a high sound insulation wall with an opening where the test specimen was placed. A reduced sized panel (1.5 m x 1.3 m) has been used, due to production limitations; although the standard accounts for this possibility, the interpretation of the results must be careful, particularly when the wavelength of the bending wave is higher than half of the minimum size of the panel (in the present case, 0.625 m). The positions of the microphones were located at least 0.8 m apart from the wall to mitigate close-to-wall effects according to ISO 10140-4 [10] and are presented in Figure 3.

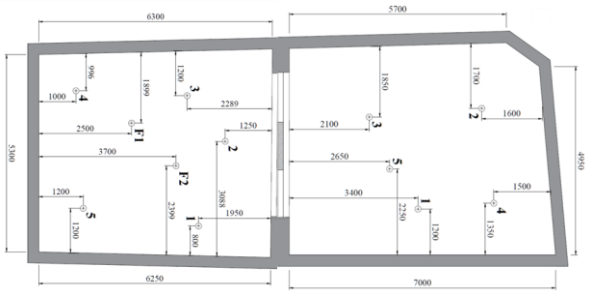


Figure 3 - Position of the microphones and sound sources in the source chamber (left, average height of 3.350 m) and receiving chamber (average height of 3.15 m) (dimensions in mm).

Measurements were performed considering two repetitions for each combination of: a) source position; b) microphone position in the source room, and c) microphone position in the receiving room. The determination of the reverberation time was performed for each 1/3 octave frequency band ranging from 50 to 5000 Hz by placing the sound source in the receiving chamber in two different positions and considering five microphone positions in the receiving chamber. According to ISO 10140-5 [11], the reverberation time (T_r) should be between 1 s and $2 \cdot (V/50)^{2/3} = 3.62$ s (V is the volume of the chamber). Only for the 50 Hz and 63 Hz frequency band the reverberation time exceeded the normative limit, however, these frequency bands were not included in the airborne analysis of sound reduction indices. The background noise was registered in both chambers, but no correction to the results was performed, as the difference between the background noise pressure level and the pressure level at each chamber was higher than the maximum difference value for which ISO 10140-4 [10] requires a background noise correction (15 dB).

2.3 Impact sound insulation tests

The impact sound pressure level tests were conducted on a reduced test chamber (with an internal volume of 2.73 m^3 and 10 cm thick chamber walls), for which, previous studies [7] demonstrated the reliability of such test setup. In the tests, the specimens were placed on top of the small-size test chamber over a resilient cork layer to reduce flanking transmissions and filled in the contour with a thin silicone line, thus further reducing flanking transmissions.
Inside the chamber, and following the provisions of ISO 10140-4 [10], the number of microphone positions was equal to the number of tapping machine positions (five positions) and were chosen with different distances to each orthogonal face of the chamber to minimize close-to-wall effects (Figure 4).

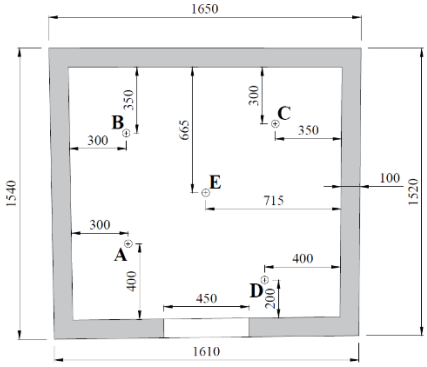


Figure 4 - Position of the microphones inside the acoustic chamber (height of 1500 mm) (dimensions in mm).

Also, three different orientations of the tapping machine were considered for each position: aligned, perpendicular and forming a 45° angle with the webs of the panels. For each tapping machine position, measurements were performed for the five different microphone positions.
Following the procedure described in [7], corrections were introduced to reduce the contamination of the measured sound pressure level inside the chamber by airborne transmission as well due to background noise (as described for the airborne sound tests).
The effects of a typical floor covering on the impact sound pressure level were also analyzed, by repeating the impact sound pressure level tests with a resilient floor covering applied on the top of the panels for the determination of the reduction of impact sound pressure level (ΔL) according to EN ISO 12354–2 [12]. A wooden floor covering composed of wood planks (thickness of 5 mm) glued to a

resilient cork layer (thickness of 10 mm, mass of 172 kg/m^3 and dynamic stiffness of 190 MN/m^3), with an overall mass of 10.5 kg/m^2.

3 Results and discussion

3.1 Airborne and sound insulation tests

One-third octave frequency spectrum of the experimentally determined airborne sound reduction are presented in Figure 5, which also includes the results of a similar type of composite sandwich panel, but with homogeneous core, *RehabGFRP* (mass per unit area of 37.2 kg/m^2, more details in [13]) for comparative purposes.
For frequencies above 630 Hz, the overall shape of the airborne sound reduction curves of the *EasyFloor* panels is quite similar; for the lowest frequency bands, the hybrid solution presents higher airborne sound reductions of about 5-6 dB when compared to the all-GFRP solution. This shows that the concrete top layer increases the noise reduction for frequency bands up to 630 Hz, from which the composite sandwich panel controls the shape of the sound reduction curve. Dips in the sound reduction curves (usually related with resonant behaviour phenomena) are observed, with a first dip from 250 to 500 Hz on the all-GFRP solution and a double dip along a wider frequency range, from 250 to 800 Hz in the hybrid solution. The differences between the airborne sound reduction spectra for the *EasyFloor* and *RehabGFRP* panels might be related with the panel structure (the presence of GFRP shear webs on the first) as well in the test methods and size of the samples used in each case.

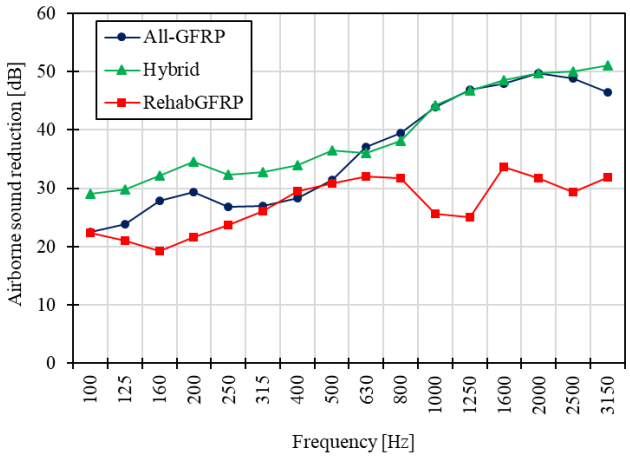


Figure 5 - Airborne sound reduction of the EasyFloor and the RehabGFRP panels.

The weighted sound reduction index R_w (C, Ct_r, $C_{100\text{-}5000}$, $C_{tr\ 100\text{-}5000}$) obtained for each solution, according to EN 717-1 [14], was 38 (-1, -5, -1, -5) dB and 41 (-1, -3, 0, -3) dB, for the all-GFRP and hybrid solution, respectively. Such results agree with the expected improvement due to doubling the floor mass. The EasyFloor panel's R_w compare to a much lower value of the RehabGFRP (32 dB), solution with slightly lower mass per unit area.

3.2 Impact sound insulation tests

The one-third octave spectrum of the impact sound pressure level (with and without a resilient floor covering) for the all-GFRP solution is shown in Figure 6 and for the hybrid solution in Figure 7.

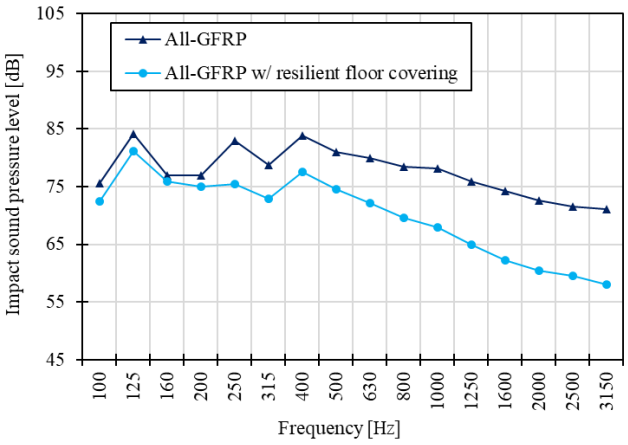


Figure 6 - Comparison of the impact sound pressure level of the all-GFRP sandwich panel with and without a resilient floor covering.

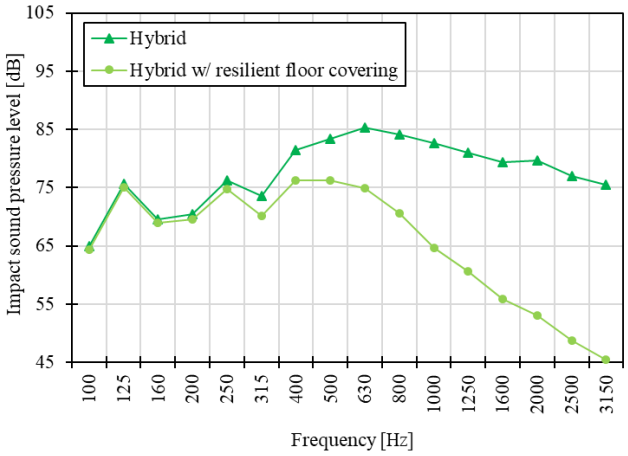


Figure 7 - Comparison of the impact sound pressure level of the hybrid sandwich panel with and without a resilient floor cover.

Within each solution, the trend throughout the frequency spectrum is similar for both situations tested (with and without resilient floor cover) up to the 200 Hz (all-GFRP solution) and 315 Hz (hybrid solution) frequency bands; such result shows that the noise transmission from the tapping machine to the interior of the chamber is mainly governed by the panel, as expected. Also, as expected, the presence of the resilient floor covering provided gains in the insulation. The maximum impact sound pressure level in the specimens without floor covering occurred at frequencies of 125, 250 and 400 Hz (all-GFRP solution) and 125, 250 and 630 Hz (hybrid solution). The peak at the 125 Hz band relates to the first acoustic normal modes in each direction and at 250 and 400 Hz bands relates with the resonant behaviour in the plate combined with a plate-room coupling effect [15], which is more significant at the 250 Hz

than at the 400 (or 630) Hz band. The weighted normalized impact sound pressure level $L_{n,w}$, according to EN 717-2 [16], for the all-GFRP solution without floor covering resulted in 81 dB, while the addition of the same resulted in 72 dB; for the bare hybrid solution a result of $L_{n,w}$ = 85 dB and 69 dB were obtained, respectively. The 85 dB which is slightly worse result than the all-GFRP solution, mainly due to significant modal behaviour up to 2000 Hz, namely with resonances leading to higher sound pressure levels above 500 Hz. This discrepancy is related to the fact that in the all-GFRP solution the top face sheet is less stiff than in the hybrid solution, which increased the panel eigenfrequencies; another possible cause is the fact that the tapping machine generated impacts mainly located in more damped areas, namely above the PUR foam rather than above the GFRP webs; in that sense, in the hybrid panel, the concrete layer allows for a more efficient distribution of energy to the ribs due to the increased stiffness on the top layer. In the case of the hybrid panel, the results agree with the predictions obtained from the mass law together with the reciprocity principle [17]. Figure 8 presents a comparison of spectrum of the impact sound pressure level of the *EasyFloor* and *RehabGFRP* panels (the last tested in a normalized full-scale chamber, with 10 m^2 of plan area).

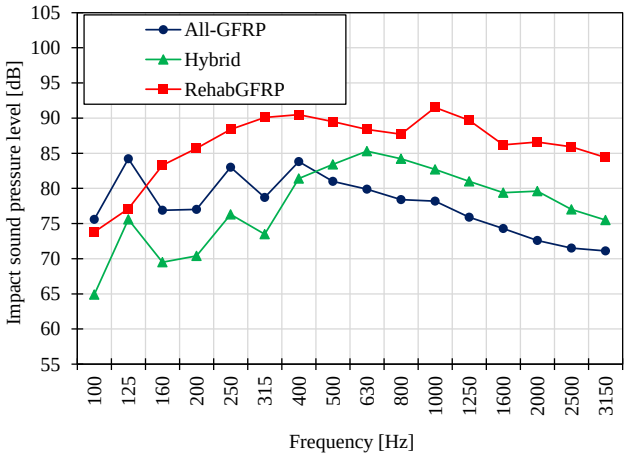


Figure 8 - Comparison of impact sound pressure level of various solutions.

The *RehabGFRP* panel presents the worst overall performance, whereas the hybrid solution exhibits the best performance (up to the 1000 Hz band) while the all-GFRP solution performs better from that frequency band onwards. The differences on the overall shape of the impact sound pressure level spectra of the *EasyFloor* and *RehabGFRP* panels might be related with the presence of GFRP webs on the first as well in the test methods and size of the samples.

4 Analytical model

4.1 Models

Several simplified analytical models have been proposed in order to predict the sound reduction characteristics of sandwich panels, which include combination of the mass law and the effect of different resonant frequencies: natural frequencies (f_n), which depend on the bending stiffness, the mass and the dimensions of the panel; critical frequency (f_c), dependent on mass and bending stiffness; and dilatation frequency (f_{dil}) dependent on the mass of the face sheets and the stiffness of the core. In this study the

Sharp's model [9] is considered including some adaptations: besides the original model (which considers the critical frequency as the main resonant frequency), two variations of the original Sharp's model were considered, based on *Santos et al*. [7]: replacing the critical frequency (f_c) by the first natural frequency ($f_{1,1}$) or the dilatation frequency (f_{dil}). The dilatation frequency was calculated according to Krakers [4].

4.2 Comparison with experiments

Figure 9 and Figure 10 compares the analytical predictions obtained from Sharp's model with the experimental results for the all-GFRP and hybrid solutions.

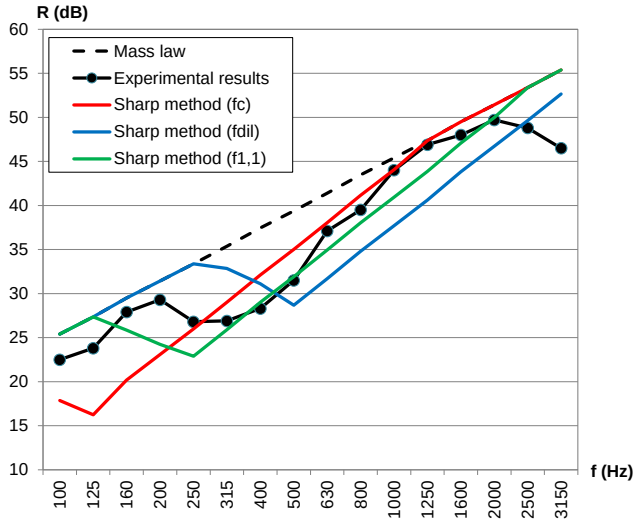


Figure 9 - Comparison of Sharp's analytical model with experimental results for the all-GFRP solution.

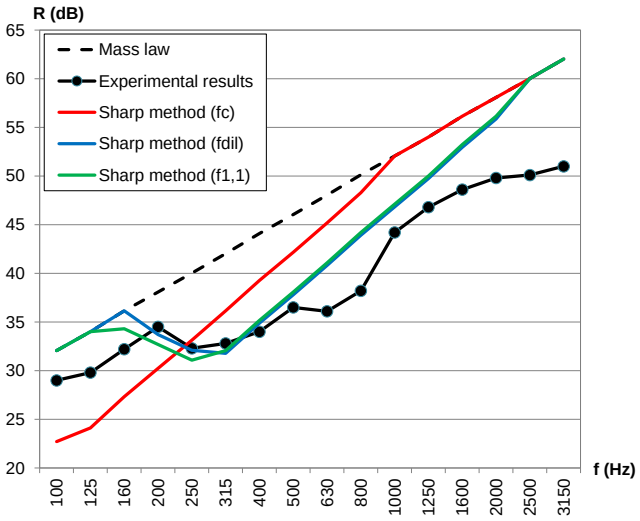


Figure 10 - Comparison of Sharp's analytical model with experimental results for the hybrid solution.

As seen in the figure, the Sharp's original model leads to a noise reduction curve that differs significantly from the results obtained experimentally. Indeed, for low critical frequencies, mass law' deviations are controlled by natural frequencies corresponding to bending vibration modes and dilatational resonances (84.8 to 157.0 Hz in the all-GFRP solution and 78.6 to 119.8 Hz in the hybrid solution). In the all-GFRP solution, considering the natural frequency or the dilatation frequency in the Sharp model leads to predictions that are close to the experimental results, which, in the first case, captures very well the first dip in the noise reduction curve. The same is conclude about the hybrid panel, however none of the models describes the second dip observed. These results highlight the complexity of this type of structural floor system (web-core sandwich panel) regarding the prediction of their acoustic response; a possible alternative for the prediction of the airborne sound insulation of this type of system seems to be a semi-empiric or hybrid model.

5 Regulation compliance

The developed panels were developed for the rehabilitation of degraded timber floors in ancient buildings, including the improvement of the acoustic insulation of such structures. Due to the uncertainty in quantify the acoustic properties of timber floors, the design objectives of the *EasyFloor* project regarding the acoustic insulation, for both the all-GFRP and hybrid solutions, were to reach the Portuguese acoustic legal requirements for rehabilitation of residential buildings (3 dB lower than the requirements for new construction [19]), reduced by 12 dB in the case of airborne sound and increased by 21 dB in the case of impact sound. Table 1 presents a compilation of the acoustic insulation requirements for building floors considered in the development and analysis of the *EasyFloor* system based on different indicators across the world [10][19][20][21]. In Portugal, such requirements are the Weighted Standardized Level Difference ($D_{nT,w}$) and the Weighted Normalized Impact Sound Pressure Level ($L'_{nT,w}$). As the different insulation descriptors used assume roughly the same value in laboratory, they can be used for comparison with R_w and $L_{n,w}$ estimates with no need for further conversion.

Table 1 - Acoustic insulation requirements and experimental sound insulation indices.

Sound transmission	Legal requirements for new construction – Portugal (other Countries)	Design objectives	Experimental			
			all-GFRP		Hybrid	
			Bare panel	With resilient floor covering	Bare panel	With resilient floor covering
Airborne sound reduction	$D_{nT,w} \geq 50$ dB (R_w, $D_{n,w}$, $D_{nT,w}$, $FSTC \geq 45$-55 dB)	$R_w \geq 38$ dB	38	-	41	-
Impact sound pressure level	$L'_{nT,w} \leq 60$ dB ($L'_{n,w}$, $L'_{nT,w} \leq 43$-68 dB)	$L_{n,w} \leq 81$ dB	81	72	85	69

Both solutions (all-GFRP and hybrid) meets the design objectives for the airborne sound reduction index; only the hybrid solution without the resilient floor cover fails to meets the impact sound pressure level requirement. These panels would also certainly meet the Portuguese building comfort requirements for new construction with the addition of noise mitigation elements, such as false ceilings with one inner layer of mineral wool and a resilient floor covering (a false ceiling would typically increase R_w by 10-

15 dB and decrease $L_{n,w}$ by 5 dB). With such mitigation measures, the estimations would be for the base-solution, R_w = 53 dB and $L_{n,w}$ = 67 dB, and for the hybrid panel, R_w = 56 dB and $L_{n,w}$ = 62 dB.

6 Conclusions

The results of the acoustic airborne and impact insulation experiments performed on the *EasyFloor* web-core sandwich panels made of GFRP, PUR plus concrete (hybrid solution) are reported. The experimentally determined airborne sound reduction spectra of the panels were compared with predictions obtained from different analytical models. From those, Sharp's model modified to consider the natural and dilatation frequencies replacing the critical frequency to characterize deviations to mass law provide the best approximation. The findings of the analytical and experimental study revealed the complexity of web-core sandwich panel acoustic behaviour and the difficult in describe such behaviour with existent analytical formulations. With the bare panel solutions, it is possible to meet the objectives put forward in the design stage of the *EasyFloor* project; however, for new construction, where building comfort requirements are stricter, mitigation measures are needed.

Acknowledgements

This work was partly financed by FCT / MCTES through national funds (PIDDAC) through the R&D Unit Civil Engineering Research and Innovation for Sustainability (CERIS), reference UIDB/04625/2020, and the R&D Unit Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), reference UIDB / 04029/2020, and the Associate Laboratory Advanced Production and Intelligent Systems (ARISE), reference LA/P/0112/2020. This work is part of the research project ''EasyFloor – Development of composite sandwich panels for rehabilitation of building floors", involving the company ALTO – Perfis Pultrudidos, Lda., CERIS/Instituto Superior Técnico and ISISE/University of Minho, supported by FEDER funds through the Operational Program for Operational Program for Competitiveness and Internationalization (POCI) and the Portuguese National Innovation Agency (ANI) – project no. 3480 (POCI-01-0247-FEDER-003480). The authors would like to acknowledge to company Tecnipor for the support provided, namely in providing and casting the concrete layer of the hybrid panels.

References

[1] Correia, J.R., Garrido, M., Gonilha, J.A., Branco, F.A., Reis, L.G. (2012) GFRP sandwich panels with PU foam and PP honeycomb cores for civil engineering structural applications: effects of introducing strengthening ribs, *Int. J. Struct. Integrity*. 3(2), 127–147, 2012.

[2] Proença, M., Neves e Sousa, A., Garrido, M., Correia, J.R. (2020) Acoustic performance of composite sandwich panels for building floors: Experimental tests and numerical-analytical simulation, *Journal of Building Engineering*, 32, 101751.

[3] Correia, J.R., Cabral-Fonseca, S., Branco, F.A., Ferreira, J.G., Eusébio, M.I., Rodrigues, M. P. (2006) Durability of pultruded glass-fiber-reinforced polyester profiles for structural applications, *Mech. Compos. Mater*. 42 (4) 325–338.

[4] Krakers, L. (2009) *Parametric fuselage design - Integration of mechanics and acoustic & thermal insulation*. PhD thesis in Aerospace Engineering. Delft University of Technology, Faculty of Aerospace Engineering, Netherlands.

[5] Ballagh, K. (2010) *Adapting Simple Prediction Methods to Sound Transmission of Lightweight Foam Cored Panels*. Building Acoustics, 17(4), 269–276.

[6] Wawrzynowicz, A., Krzaczek, M., Tejchman, J. (2014) Experiments and FE Analyses on Airborne Sound Properties of Composite Structural Insulated Panels. *Archives of Acoustics*, 39(3), 351-364.

[7] Santos, P., Sousa, L., Godinho, L., Correia, J.R., Dias, A. (2021) Acoustic and thermal behaviour of cross-insulated timber panels, *J. Build. Eng*., 103309.

[8] ISO (2012) *ISO 10140-2 Acoustics - Laboratory measurement of sound insulation of building elements - Part 2: Measurement of airborne sound insulation*. International Organization for Standardization, Genève.

[9] Sharp, B. (1978) *Prediction Methods for the Sound Transmission of Building Elements*. Noise Control Engineering, 11, 1978.

[10] ISO (2010) *ISO 10140-4. Acoustics - Laboratory measurement of sound insulation of building elements - Part 4: Measurement procedures and requirements*. International Organization for Standardization, Genève.

[11] ISO (2021) *ISO 10140-5. Acoustics — Laboratory measurement of sound insulation of building elements — Part 5: Requirements for test facilities and equipment*. International Organization for Standardization, Genève.

[12] CEN (2000) *EN ISO 12354–2. Building acoustics – Estimation of acoustic performance of building from the performance of elements – Part 2: Impact sound insulation between rooms*, European Committee for Standardization (CEN), Brussels, Belgium.

[13] Neves e Sousa, A. (2009) *Experimental and numerical analysis of the acoustic behaviour of GFRP and GFRP-ECC hybrid sandwich panels, Task 8 Report*, FCT Project REHABGFRP - Rehabilitation of Building Floors with Lightweight High Performance GFRP Sandwich Panels (PTDC/ECM/113041/2009).

[14] ISO (2013) *ISO 717-1. Acoustics - Rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 1: Airborne sound insulation*. International Organization for Standardization, Genève.

[15] Neves e Sousa, A., Gibbs, B. (2011) Low frequency impact sound transmission in dwellings through homogeneous concrete floors and floating floors. *Applied Acoustics*, 72 (4), 177-189.

[16] ISO (2013) *ISO 717-2. Acoustics - Rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 2: Impact sound insulation*. International Organization for Standardization, Genève.

[17] Heckl, M., Rathe, E.J. (1963) Relationship between the transmission loss and the impact- noise isolation of floor structures, *J. Acoust. Soc. Am*. 35 (11) (1963) 1825–1830.

[18] Portuguese Republic (2019) *Portaria n.º 305/2019, Diário da República n.º 175/2019, Série I de 2019-09-12*, Lisbon (in Portuguese).

[19] Portuguese Republic (2008) *Regulation for the Acoustic Requirements of Buildings (Decreto-Lei n.º 96/2008), Diário da República n.º 110/2008*, Lisbon (in Portuguese).

[20] Neto, M.F.F., Bertoli, S.R. (2011) Critérios de desempenho acústico em edifícios residenciais. *Acústica e Vibrações*, nº 43, 19-29.

[21] Rasmussen, B., Carrascal García, T. (2019) Acoustic regulations for offices-Comparison between selected countries in Europe. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, 259(1), 8141-8150.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

QUAIS OS TERMOS DE ADAPTAÇÃO ESPECTRAL MAIS AJUSTADOS PARA DIFERENTES AMBIENTES DE RUÍDO, NO INTERIOR E NO EXTERIOR DOS EDIFÍCIOS?

Diogo Mateus[1], Andreia Pereira[1]

[1] ISISE, Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Coimbra
{diogo@dec.uc.pt, apereira@dec.uc.pt}

Resumo

A verificação de requisitos acústicos mínimos de isolamento a sons aéreos é realizada geralmente através da consideração de índices de isolamento, nomeadamente os parâmetros $D_{nT,w}$, R'_w, $D_{2m,nT,w}$. Em situações muito específicas, e em alguns países, já está prevista a consideração de termos de adaptação espectral, nomeadamente o C ou Ctr, mas, sobretudo, para fachadas ou para a verificação de classes superiores de isolamento. A inclusão ou não destes termos no critério de avaliação pode conduzir a fortes alterações nos requisitos efetivos de isolamento bem como no tipo de soluções construtivas a adotar.

Neste contexto, e com base num conjunto alargado de casos de estudo, pretende-se avaliar neste trabalho se deverão ser considerados os termos de adaptação espectral na avaliação de isolamento acústico de edifícios e, ao considera-los, qual a gama de frequências mais adequada.

Palavras-chave: isolamento, sons aéreos, termos de adaptação, gama de frequências.

Abstract

The compliance with minimum airborne sound insulation requirements is usually carried out by using single number quantities, namely the parameters $D_{nT,w}$, R'_w, $D_{2m,nT,w}$. In very specific situations, and in some countries, the use of spectral adaptation terms is already foreseen, namely C or Ctr, but they are mostly employed for facades assessment or for the verification of higher insulation classes. The inclusion of these terms in the evaluation criteria can lead to strong changes in the insulation requirements as well as in the construction solutions to be employed.

In this context, the aim of this work is to evaluate whether spectral adaptation terms should be employed for buildings sound insulation assessment and, when considering them, what is the range of frequencies that is more suitable. The work is carried out based on the analysis of a large number of case studies.

Keywords: isolation, airborne sounds, adaptation terms, frequency range.

PACS no. 43.15.+s, 43.55.Rg

1 Introdução

De acordo com a legislação em vigor em Portugal, no que se refere à acústica de edifícios, designado de Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios (RRAE) [1], o requisito de isolamento de fachada nos edifícios consiste na imposição de um valor mínimo para o parâmetro $D_{2m,nT,w}$, que apresenta algumas variações em função da natureza do edifício e do local de implantação. Para todas as situações, quando a área translúcida é superior a 60 % do elemento de fachada em análise, ao parâmetro $D_{2m,nT,w}$ deve ser adicionado o termo de adaptação apropriado, C ou Ctr, conforme o tipo de ruído dominante na emissão. O termo de adaptação C, quando somado ao índice $D_{2m,nT,w}$, traduz o isolamento efetivo para um espetro do tipo "Ruído Rosa", rico sobretudo em médias e altas frequências, e que é representativo de atividades baseadas na voz humana ou de equipamentos de alta rotação [2]. O termo Ctr, quando somado a $D_{2m,nT,w}$, traduz o isolamento efetivo para um espetro do tipo "Ruído de Tráfego Urbano", rico sobretudo em baixas e médias frequências, sendo representativo do tráfego rodoviário urbano assim como da música em bares ou do ruído gerado pela generalidade dos equipamentos de baixa rotação [2]. O termo C toma geralmente valores entre -2 e 0, enquanto que Ctr toma geralmente valores negativos mais acentuados (da ordem de -3 a -6, para elementos de separação pesados, ou valores ainda mais penalizadores para elementos leves) [3]. Estes termos de adaptação são determinados de acordo com a norma ISO 717-1:2020 [2], e, por regra, são obtidos por bandas de 1/3 de oitava entre 100 e 3150 Hz. Contudo estes termos podem ainda ser determinados para uma gama mais alargada em frequência, nomeadamente entre as bandas de 50 e 5000 Hz, sendo, então, representados por $C_{50-5000}$ e $Ctr_{50-5000}$. Em alternativa, poderão ainda ser considerados os termos $C_{50-3150}$ e $Ctr_{50-3150}$, que assumem normalmente valores semelhantes.

No caso do isolamento a sons aéreos, e apesar de alguns países, nomeadamente na Europa, considerarem também nos seus requisitos os termos de adaptação anteriormente referidos, em particular para classes de isolamento superiores ao mínimo regulamentar, em Portugal o RRAE [1] considera apenas o índice de isolamento $D_{nT,w}$, desprezando os termos de adaptação. Acrescente-se, no entanto, que a incerteza da medição de isolamento em baixas frequência, em particular nas bandas de 50 a 100 Hz, é geralmente elevada, em particular para elementos de compartimentação leve, o que pode influenciar bastante o termo $Ctr_{50-5000}$ [3].

No presente artigo pretende-se avaliar até que ponto faz sentido só agravar o requisito de isolamento de fachada quando a área translúcida é superior a 60 % do elemento de fachada em análise. Por outro lado, também se pretende averiguar, a partir de um conjunto de casos de estudo, se o termo Ctr representa bem o universo dos diferentes tipos de ruído de tráfego rodoviário, ou se, por exemplo, não faria mais sentido considerar uma gama de frequências mais alargada ($Ctr_{50-5000}$). Por outro lado, e para a avaliação de isolamento entre compartimentos interiores, pretende-se também verificar, com base num conjunto de situações típicas de espetros de ruído no interior de edifícios, se faz ou não sentido a consideração dos termos de adaptação anteriormente referidos [3,4].

2 Exemplos de espetros de ruído no interior e no exterior de edifícios

Na Figura 1 são apresentados 11 espetros em frequência com os níveis sonoros registados para o período diurno, junto a 11 vias de circulação rodoviária, resultantes de medições de ruído ambiente durante pelo menos 2 dias de medições (medições em contínuo). Nesta figura são ainda acrescentadas duas curvas de referência: a que resulta da aplicação do termo de adaptação $Ctr_{50-5000}$; e a curva convencional de

referência que permite determinar $D_{2m,nT,w}$. De uma forma geral, e apesar das grandes diferenças entre as características das vias e da envolvente, bem como o tipo de composição do tráfego, verifica-se que a variação em frequência dos 11 casos de estudo segue um traçado não muito diferente da curva que permite determinar o $Ctr_{50-5000}$ (ou o Ctr caso se considere a gama de 100 a 3150 Hz).

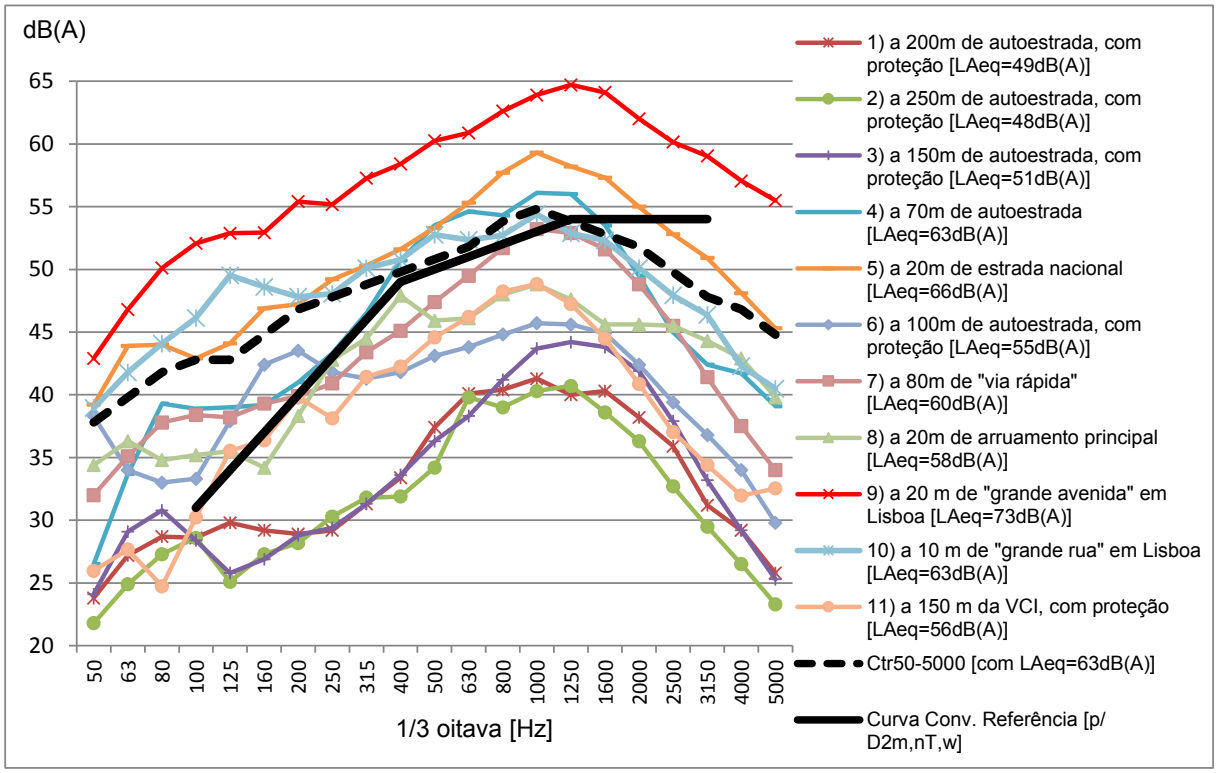


Figura 1 – Níveis de ruído registados no exterior, para o período diurno, junto a 11 vias de tráfego rodoviário (incluindo o espetro $Ctr_{50-5000}$ e a curva convencional de referência).

Na Figura 2 são apresentados 6 espetros em frequência com os níveis sonoros registados no interior de edifícios, para medições prolongadas no tempo (pelo menos 1 hora), em geral resultantes da média de vários pontos de medição, para ambientes de ruído muito distintos, desde uma habitação, com medições numa cozinha e numa sala (com televisão em funcionamento, pessoas em conversação e eletrodomésticos na cozinha), até ao interior de uma discoteca. Na Figura 3 são apresentados 13 espetros médios de medições de ruído, neste caso em bandas de oitava, registadas próximo de equipamentos mecânicos (em geral para distâncias entre 2 a 3 m), uns no interior e outros no exterior, em que 10 espetros correspondem a equipamentos de AVAC diferentes (ventiladores e UTAs), 2 correspondem a postos de transformação e 1 a um gerador de emergência. Na Figura 2 são ainda acrescentadas três curvas padrão: a que resulta da aplicação do termo de adaptação $C_{50-5000}$; a que resulta da aplicação do termo de adaptação $Ctr_{50-5000}$; e a curva convencional de referência que permite determinar $D_{2m,nT,w}$. Na Figura 3 é apenas acrescentada a curva que resulta do termo de adaptação $Ctr_{50-5000}$, neste caso em bandas de oitava, e representada na Figura apenas por Ctr.

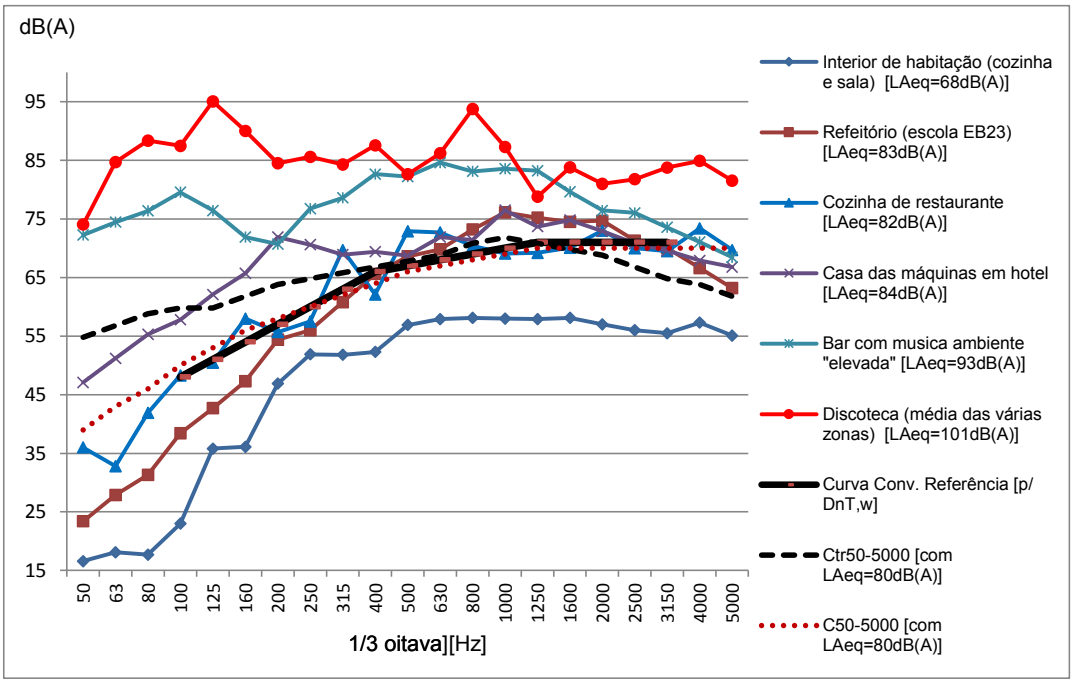


Figura 2 – Níveis de ruído registados no interior de edifícios para 6 situações distintas (incluindo os espetros $C_{50-5000}$, $Ctr_{50-5000}$ e a curva convencional de referência).

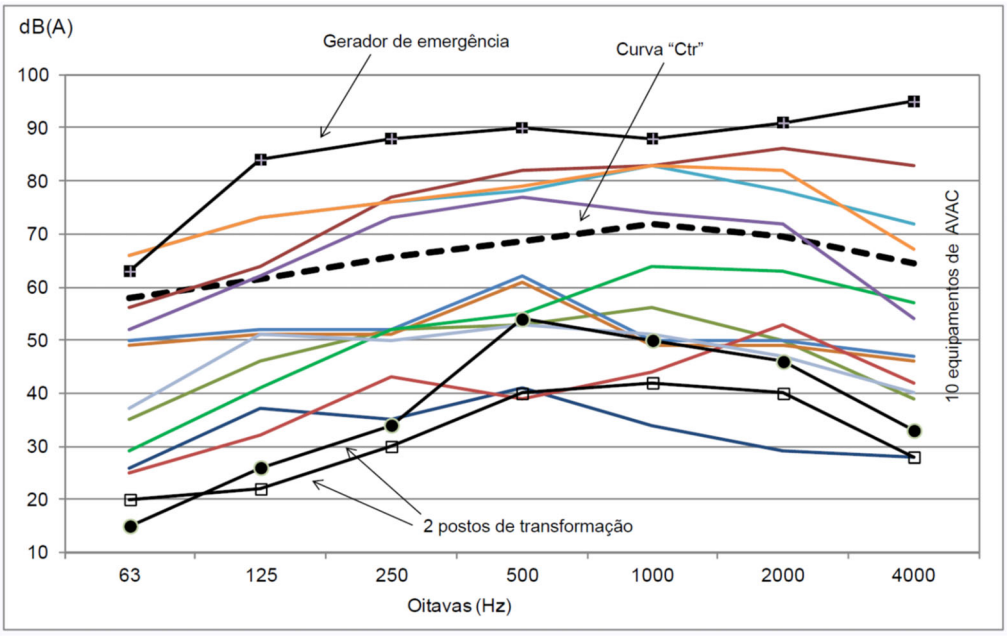


Figura 3 – Níveis de ruído registados na envolvente de equipamentos mecânicos (para 10 equipamentos de AVAC diferentes (ventiladores e UTAs), 2 postos de transformação e 1 gerador de emergência), incluindo o espetro $Ctr_{50-5000}$ (neste caso convertido para bandas de oitava).

Em relação à Figura 2, para além da variabilidade da amplitude, como seria de esperar, a forma de variação em frequência é também muito acentuada. No caso de estudo do "ruído de habitação" o traçado aproxima-se bastante da curva convencional de referência, pelo que se considera que o isolamento global para estes casos é "bem representado" pelo índice $D_{nT,w}$. No caso do refeitório e da cozinha de restaurante também existe uma boa aproximação à curva convencional de referência, mas parece aproximar-se mais ainda à curva $C_{50-5000}$, pelo que o isolamento global nestes casos é "bem representado" pelo índice $D_{nT,w} + C_{50-5000}$, ou eventualmente a $D_{nT,w} + C$.

Da análise da Figura 3 é possível verificar que, apesar das grandes diferenças entre amplitudes das curvas apresentadas, para equipamentos muito diferentes, a variação em frequência dos 13 casos de estudo segue um traçado não muito diferente da curva que permite determinar o $Ctr_{50-5000}$, tal como se verificou no caso da Figura 1.

No caso da sala de máquinas, o traço segue um andamento próximo de $Ctr_{50-5000}$, pelo que se pode eventualmente considerar como isolamento global $D_{nT,wnT} + Ctr$ (ou eventualmente, do lado da segurança, o $D_{nT,w} + Ctr_{50-5000}$), tal como já indicado no caso dos espetros da Figura 3.

No caso do bar, com música ambiente, e da discoteca, o espetro de ruído apresenta uma componente de baixa frequência ainda mais intensa que a correspondente à curva $Ctr_{50-5000}$, pelo que a consideração de um isolamento global $D_{nT,w} + Ctr_{50-5000}$ pode conduzir a resultados do lado da insegurança. Vejamos o seguinte exemplo: se considerarmos que no interior de uma discoteca o valor de L_{Aeq} é próximo de 100 dB(A) e que o índice de isolamento global se aproximaria de $D_{nT,w} + Ctr_{50-5000} = 60dB$, em relação a um recetor sensível vizinho, poderíamos prever um valor de L_{Aeq} no referido recetor da ordem de 40 dB(A). Para a generalidade das situações de ruído de muito baixa frequência, como acontece em discotecas, é provável que o valor real de L_{Aeq} seja tendencialmente superior ao que resulta deste tipo de abordagem. Neste tipo de situações recomenda-se que a análise seja realizada em frequência, cobrindo todo o espetro, desde a banda de 1/3 de oitava de 50 Hz até à banda dos 5000 Hz.

3 Avaliação do isolamento de fachada

Com vista a averiguar a influência da percentagem de área envidraçada no isolamento de fachada de um quarto [2,5], são apresentados na Tabela 1 um conjunto de resultados para dois tipos de cenários distintos: uma situação com caixilharia "corrente", com um índice de isolamento $R_w(C;Ctr) = 33(-1;-4)dB$; e uma caixilharia dupla de muito elevado isolamento, com um índice de isolamento $R_w(C;Ctr) = 46(-1;-6)dB$. A fachada em causa apresenta uma área próxima de 10 m^2, de um quarto com volume de 32 m^3, sendo composta por uma zona de parede opaca com um índice de isolamento de $R_w(C;Ctr) = 51(-1;-3)dB$. Para estes dois tipos de cenários é considerada uma variação progressiva das áreas envidraçadas desde 10 a 90 %. Apesar da limitação dos exemplos estudados, este "exercício" permite verificar que mesmo que o termo Ctr seja mais desfavorável no vão envidraçado do que na zona de parede opaca, o resultado do Ctr global para a fachada não varia muito com a variação da área envidraçada. Teoricamente se o Ctr da parede fosse próximo de zero e o Ctr do vão fosse muito negativo, aí o aumento da área envidraçada originaria um aumento do Ctr global da fachada, mas essas situações são muito raras.

Tabela 1 – Isolamento acústico de fachada ($D_{2m,nT,w}(C;Ctr)$) previsto para dois exemplos de janelas, considerada uma variação progressiva das áreas envidraçadas desde 10 a 90 %.

Percentagem de área envidraçada	Exemplo 1: Janela com $R_w(C;Ctr) = 33(-1;-4)dB$	Exemplo 2: Janela com $R_w(C;Ctr) = 46(-1;-6)dB$.
10%	42(-1;-3)dB	50(-1;-4)dB
20%	40(-1;-4)dB	49(-1;-4)dB
40%	37(-1;-4)dB	48(-1;-5)dB
60%	35(-1;-4)dB	47(-1;-5)dB
90%	33(-1;-4)dB	46(-2;-6)dB

Considerando agora que para os 2 cenários anteriores, e com 20% de área envidraçada, para os quais correspondem as curvas de isolamento de fachada indicadas na Figura 4, com uma exposição ao ruído no exterior a variar entre os 11 casos de estudo indicados na Figura 1, da secção anterior deste artigo, a partir de uma análise por bandas de frequência é possível estimar o isolamento acústico efetivo de cada situação (diferença dos valores de L_{Aeq} entre o exterior e o interior), cujos resultados se apresentam na Figura 5. Nesta Figura são ainda apresentados os correspondentes valores dos índices $D_{2m,nT,w}$, $D_{2m,nT,w} + Ctr$ e $D_{2m,nT,w} + Ctr_{50-5000}$.

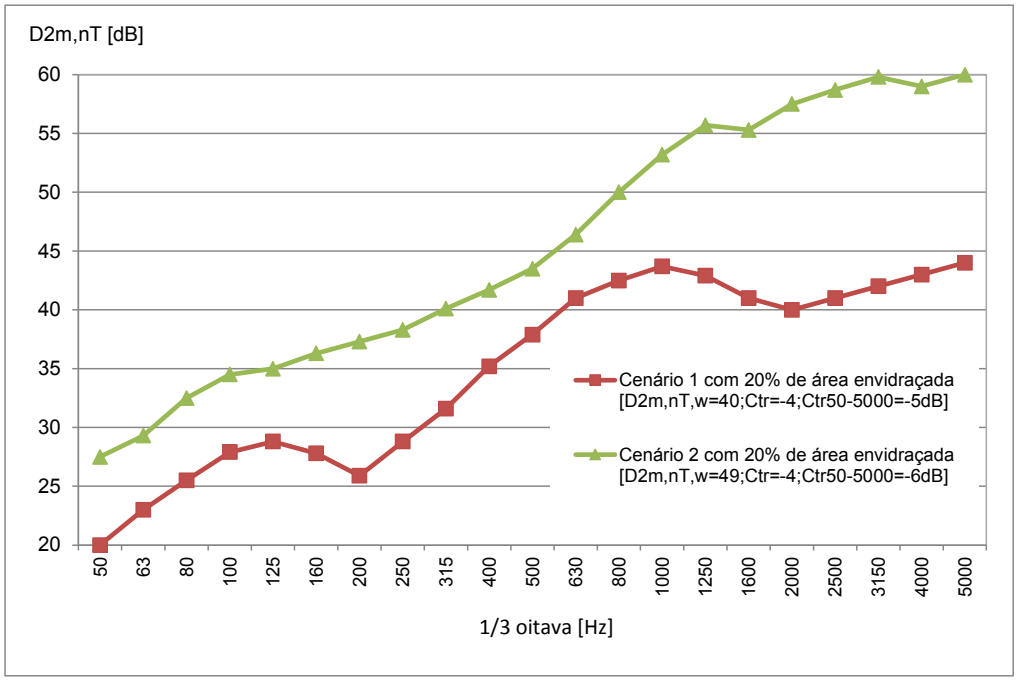


Figura 4 – Curvas de isolamento de fachada ($D_{2m,nT}$) para os dois tipos de cenários avaliados, com 20% de área envidraçada em cada um deles.

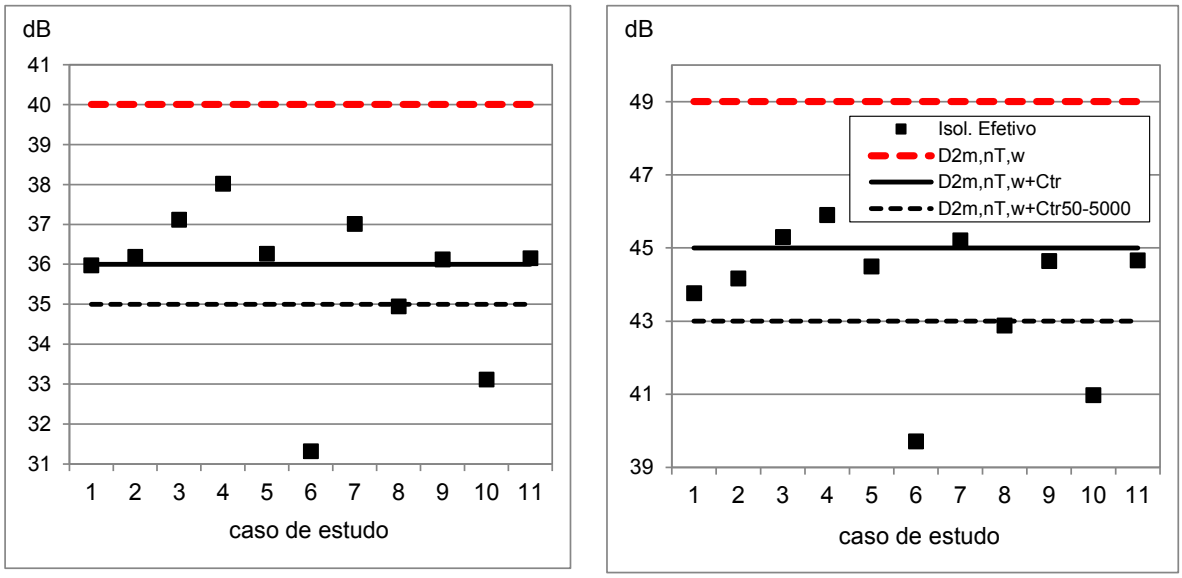


Figura 5 – Resultados previstos do isolamento efetivo para os 2 cenários de fachada (com 20% de área envidraçada), sujeitos ao ruído no exterior dos 11 casos de estudo da Figura 1, e comparação com os índices de isolamento $D_{2m,nT,w}$, $D_{2m,nT,w}+Ctr$ e $D_{2m,nT,w}+Ctr_{50-5000}$.

Da análise dos resultados da Tabela 1 e da Figura 5 é possível verificar que para zonas expostas ao ruído de tráfego rodoviário, e mesmo para pequenas áreas envidraçadas, faz sentido considerar como requisito de isolamento $D_{2m,nT,w}+Ctr$, em vez de $D_{2m,nT,w}$. Para os 11 casos de estudo tão diferentes e para os dois exemplos de vãos distintos, verifica-se que para a generalidade dos casos o isolamento efetivo se aproxima do índice $D_{2m,nT,w}+Ctr$, ficando sempre muito abaixo do índice $D_{2m,nT,w}$. Pontualmente, nos casos de exposições ao ruído com componente de muito baixa frequência, como acontece nos casos de estudo 6 e 10, até a consideração do termo $D_{2m,nT,w}+Ctr_{50-5000}$ pode ser insuficiente.

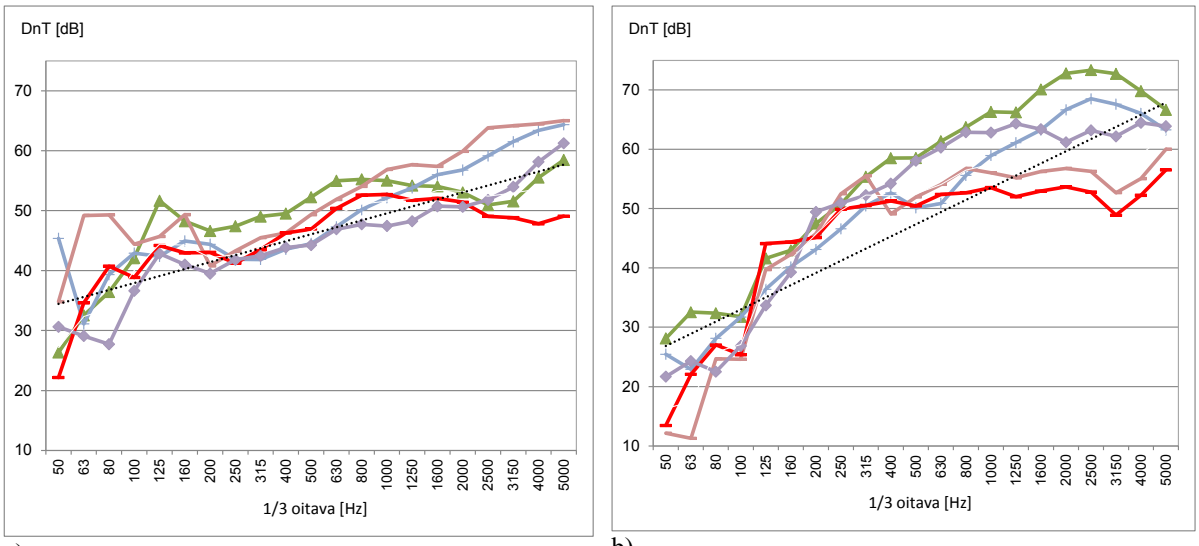
4 Avaliação do isolamento entre compartimentos interiores

À semelhança com a situação de isolamento de fachada, apresentada na secção anterior, são de seguida apresentados vários conjuntos de resultados com vista a averiguar se para o caso do isolamento entre compartimentos interiores faz também sentido considerar os termos de adaptação espetral, e quais as situações normalmente mais desfavoráveis.

Na Figura 6 são apresentadas curvas de isolamento a sons aéreos entre compartimentos (D_{nT}), resultantes de ensaios *in situ* [2,6] realizados em diferentes edifícios, para dois tipos de separações distintas: a) para 5 paredes duplas em alvenaria de tijolo perfurado, com massas entre cerca de 250 e 320 kg/m^2; e b) para 5 paredes em gesso cartonado (4 de estrutura dupla e 1 de estrutura simples), com massas entre 45 e 65 kg/m^2. São também apresentas, a tracejado, a tendência linear correspondente à média das cinco curvas de isolamento de cada conjunto de resultados.

Da análise dos dois conjuntos de resultados é possível verificar que, como seria de esperar, a separação através de paredes pesadas conduz normalmente a curvas de isolamento com menor variação em frequência, quando comparadas com as obtidas para divisórias leves. Nas paredes pesadas a inclinação média da tendência linear fica ligeiramente acima de 3 dB/oitava, enquanto que nas divisórias aligeiradas essa inclinação é da ordem de 6 dB/oitava. Acrescente-se que os resultados apresentados

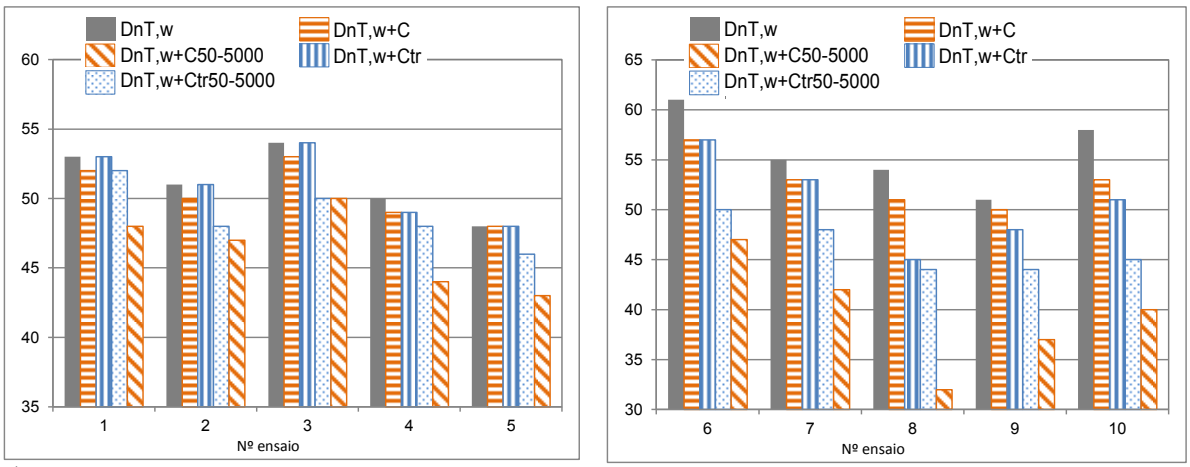
foram obtidos *in situ*, para situações onde as transmissões marginais e indiretas não são desprezáveis. Em laboratório, numa avaliação do índice R_w, a inclinação das linhas de tendência seria provavelmente maior, para ambos os grupos de paredes de separação.



a) b)

Figura 6 – Curvas de isolamento a sons aéreos entre compartimentos (D_{nT}) e respetiva linha de tendência: a) para 5 paredes duplas em alvenaria de tijolo; b) para 5 paredes em gesso cartonado.

Na Figura 7 são apresentados os índices globais de isolamento obtidos para os dois conjuntos de separações anteriormente referidos, nomeadamente os índices $D_{nT,w}$, $D_{nT,w}+C$, $D_{nT,w}+C_{50-5000}$, $D_{nT,w}+Ctr$ e $D_{nT,w}+Ctr_{50-5000}$.



a) b)

Figura 7 – Índices de isolamento a sons aéreos obtidos *in situ*, incluindo termos de adaptação, entre compartimentos para: a) 5 paredes duplas em alvenaria de tijolo; e b) 5 paredes em gesso cartonado.

Da análise dos resultados da Figura 7a, referente às separações pesadas, verifica-se que os termos de adaptação espetral C e $C_{50-5000}$ se situam entre 0 e -1 dB, que o termo Ctr se situa entre -1 e -4 dB e que o termo $Ctr_{50-5000}$ se situa entre -4 e -6 dB. No caso das separações com divisórias leves (Figura 7b), apesar dos valores de $D_{nT,w}$ serem tendencialmente mais favoráveis que os das paredes pesadas, os termos de adaptação adquirem valores negativos muito mais acentuados, em particular no caso do termo $Ctr_{50-5000}$. Para os 5 casos de estudo, o termo C situa-se entre -1 e -5 dB, o termo $C_{50-5000}$ entre -2 e -7 dB, o termo Ctr entre -7 e -13 dB e o termo $Ctr_{50-5000}$ entre -13 a -22 dB(A). Por exemplo, no caso da divisória 8, onde se obteve um índice $D_{nT,w}$ de 54 dB, o valor de $D_{nT,w} + Ctr_{50-5000}$ é apenas de 32 dB.

Cruzando este tipo de resultados com o tipo de espetros de ruído indicados nas Figuras 2 e 3 é possível verificar que a utilização de divisórias leves, em situações onde o espetro de ruído a isolar é rico sobretudo em médias e altas frequências, pode ser uma boa solução, uma vez que neste caso o isolamento global efetivo se aproxima do índice $D_{nT,w}$ ou eventualmente de $D_{nT,w} + C$. Mas para situações onde o espetro de ruído no espaço emissor é rico em baixas frequências, o recurso a separações leves é fortemente penalizador.

Por exemplo, se considerarmos num espaço emissor um espetro médio de ruído igual indicado na Figura 2 para a "casa das máquinas em hotel" e se considerarmos dois cenários de separação, o correspondente à separação 3 (parede pesada) e à separação 8 (divisória leve), em que o índice $D_{nT,w}$ obtido é o mesmo (54 dB), as contribuições para os valores de L_{Aeq} estimados para o compartimento recetor adjacente são substancialmente diferentes. Se considerássemos, erradamente, que o valor de $L_{Aeq(recetor)} = L_{Aeq(emissor)} - D_{nT,w}$ (considerando que a reverberação do compartimento recetor não influencia o resultado), a contribuição para o valor estimado para L_{Aeq} seria próximo de 30 dB(A), para ambos os tipos de separações. Considerando uma análise em frequência, com $L_{A(recetor)} = L_{A(emissor)} - D_{nT}$, o espetro previsto no compartimento emissor conduz a uma contribuição no valor de L_{Aeq} (efetivo) próximo de 35 dB(A), para a separação pesada, e de 43 dB(A), para a separação leve, neste caso 13 dB(A) acima do estimado considerando apenas o índice $D_{nT,w}$. Se considerássemos que o valor de $L_{Aeq(recetor)} = L_{Aeq(emissor)} - (D_{nT,w} + Ctr)$, a contribuição no valor estimado para L_{Aeq} seria próximo de 34 dB(A), para a separação pesada, e de 40 dB(A) para a separação leve. Ou seja, mesmo considerando o termo Ctr o resultado está do lado da insegurança, em particular nas separações leves.

Se aplicássemos o mesmo tipo de raciocínio mas para um espetro na emissão semelhante ao indicado na Figura 2 para o "interior de habitação", aí o isolamento efetivo já se aproximaria muito do valor de $D_{nT,w}$. Neste caso, o valor de $L_{Aeq(recetor)} = L_{Aeq(emissor)} - D_{nT,w} = 14 dB(A)$, enquanto que numa análise em frequência a contribuição no valor de L_{Aeq} no espaço recetor seria próximo de 15 dB(A), para a separação pesada, e de 16 dB(A), para a separação leve.

5 Considerações finais

Apesar da limitada abrangência deste estudo, ficou demonstrado ao longo deste trabalho que efetivamente, para muitas situações, faz sentido considerar os termos de adaptação espetral nos requisitos de isolamento, em vez de considerar apenas requisitos baseados nos índices $D_{2m,nT,w}$, no caso das fachadas, ou no $D_{nT,w}$, no caso da separação no interior dos edifícios, em especial quando o ruído dominante na emissão é rico em baixas e médias frequências.

No caso das fachadas, e quando a fonte de ruído predominante no exterior é rica em baixas frequências, como acontece de uma forma geral com o ruído de tráfego rodoviário (mas em geral também com o tráfego ferroviário), confirma-se que deverá considerar-se como requisito de isolamento de fachada $D_{2m,nT,w} + Ctr$, como já está previsto na regulamentação Portuguesa, para situações com área translúcida superior a 60 % do elemento de fachada em análise. Da análise dos resultados apresentados, verifica-se ainda que mesmo para áreas translúcidas muito inferiores também se justifica considerar como requisito $D_{2m,nT,w} + Ctr$.

Na separação entre compartimentos interiores, ainda que a dispersão de resultados seja elevada, quer resultantes do tipo de espetro de ruído, quer resultantes do próprio desempenho dos elementos de separação, também se afigura pertinente a adoção dos termos de adaptação espetral, por exemplo, o Ctr, em especial quando o ruído dominante na emissão é rico em baixas e médias frequências. Em edifícios de habitação, nomeadamente na separação entre habitações ou entre zonas de circulação e as habitações, o requisito relativo ao índice $D_{nT,w}$ afigura-se adequado, mas para a separação entre espaços destinados a comércio/serviços, garagens ou áreas técnicas e habitação seria mais ajustado considerar $D_{nT,w} + Ctr$.

Em relação a espaços emissores destinados a diversão noturna (com música) seria mais ajustado considerar $D_{nT,w} + Ctr_{50-5000}$.

Naturalmente que o ideal, quer para fachadas, quer para a separação interior, seria efetuar a avaliação através de uma análise detalhada por bandas de frequência, mas isso obrigaria a conhecer com rigor o espetro de ruído na emissão, que no caso de situações de projeto geralmente não é possível.

Agradecimentos

Este trabalho foi parcialmente financiado pela FCT / MCTES através de fundos nacionais (PIDDAC) sob a Unidade de I&D Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), sob a referência UIDB / 04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020), e sob o Laboratório Associado Sistemas de Produção Avançada e Inteligentes (ARISE) sob a referência LA/P/0112/2020.

Referências

[1] Portugal. Leis, decretos, *Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios (RRAE)*. Decreto-Lei nº 129/2002 de 11/05, com a nova redação dada pelo Decreto-Lei nº 96/2008 de 9/06.

[2] ISO 717-1 (2020), *Acoustics - Rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 1: Airborne sound insulation,* Technical Report, ISO, Geneva, Switzerland, 2020.

[3] António, J.; Mateus, D. (2015). *Influence of low frequency bands on airborne and impact sound insulation single numbers for typical Portuguese buildings*. Applied Acoustics, Vol. 89, 141-151.

[4] Hongisto, V.; Keränen, J.; Kylliäinen, M.; Mahn, J. (2012). *Reproducibility of the Present and the Proposed Single-Number Quantities of Airborne Sound Insulation*, Acta Acustica United with Acustica Vol. 98, 811 – 819

[5] ISO 16283-1 (2014), *Acoustics - Field measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part 1: Airborne sound insulation*, Technical Report; ISO: Geneva, Switzerland.

[6] ISO 16283-3 (2016), Acoustics - Field measurement of sound insulation in buildings and of building *elements - Part 3: Façade sound insulation*, Technical Report; ISO: Geneva, Switzerland.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ESTRATÉGIAS DE COMPATIBILIZAÇÃO ENTRE AS NECESSIDADES DE VENTILAÇÃO NOS EDIFÍCIOS E OS REQUISITOS ACÚSTICOS A GARANTIR

Diogo Mateus[1], Andreia Pereira[1]

[1] ISISE, Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Coimbra
{diogo@dec.uc.pt, apereira@dec.uc.pt}

Resumo
Com vista a garantir a qualidade do ar no interior dos edifícios e de forma a permitir o cumprimento dos requisitos decorrentes de diretrizes legislativas da União Europeia, são impostos valores mínimos de caudal de ar novo nos edifícios. O cumprimento destes requisitos é atingido a partir da implementação de soluções de ventilação, recorrendo a meios naturais (através de grelhas na fachada), meios mecânicos (ventiladores) ou uma combinação de ambos. Contudo, muitas das soluções existentes no mercado podem comprometer fortemente o isolamento acústico e/ou conduzir a níveis de ruído excessivos, nomeadamente com a utilização de ventiladores.
Neste contexto, são apresentados neste trabalho vários casos de estudo, em edifícios de habitação, com diferentes tipos de sistemas de ventilação, onde se avaliam, por um lado, as quebras de isolamento acústico, e, por outro, os níveis de ruído, nas situações com ventilação mecânica.

Palavras-chave: qualidade do ar, ventilação, ruído, quebras de isolamento.

Abstract
To ensure air quality inside buildings and allow compliance with the requirements arising from European Union legislative guidelines, minimum values of new air flow rates are imposed in buildings. Verification of these requirements can be achieved through the implementation of ventilation solutions, using natural means (through grilles on the facade), mechanical means (fans) or a combination of both. However, many of the solutions on the market can seriously decrease sound insulation and/or can lead to excessive noise levels, particularly with the use of fans.
Within this context, this work presents several case studies, of residential buildings, with different types of ventilation systems, where, on one hand, the sound insulation decrease is assessed, and, on the other, the noise levels for situations with mechanical ventilation.

Keywords: air quality, ventilation, noise, sound insulation decrease.

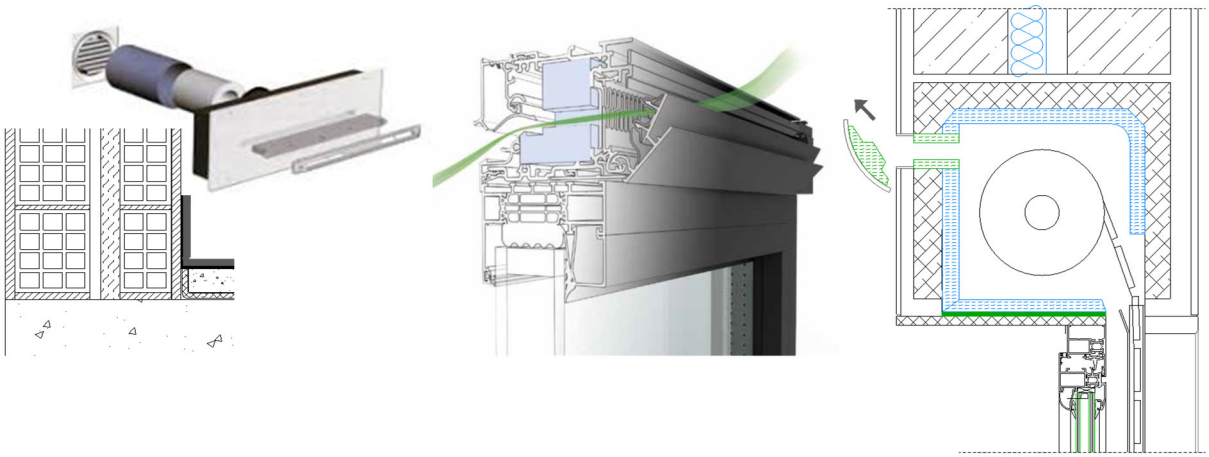
PACS no. 43.15.+s, 43.55.Rg

1 Introdução

Com vista à melhoria das condições de conforto e da qualidade do ar no interior dos edifícios, têm vindo a surgir em Portugal e restantes países da União Europeia um conjunto de requisitos de eficiência energética e da qualidade do ar interior, em coerência com as políticas europeias, que se encontram refletidas na atual Diretiva Europeia de Desempenho Energético dos Edifícios (EPBD, Energy Performance of Buildings Directive). Esta diretiva europeia impõe a integração e o reforço de estratégias para a reabilitação e para a construção de novos edifícios, com vista à diminuição das necessidades de consumo de energia, o aumento da eficiência energética e o recurso a fontes de energia renovável, por forma a alcançar a descarbonização do parque edificado até 2050, conforme delineado pelo Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050.

No caso dos edifícios de habitação, novos ou a reabilitar, a atual legislação em vigor [1], em conjunto com as respetivas portarias e despachos complementares, estabelece condições mínimas de ventilação dos edifícios, com vista a garantir a qualidade do ar interior, impondo uma taxa de renovação de ar não inferior a 0,5 renovações por hora. Para garantir o cumprimento deste requisito é possível optar por uma das três seguintes estratégias: a ventilação natural; a ventilação mecânica (insuflação e extração); e a ventilação mista (por exemplo, através de entradas de ar por via natural e a extração mecânica). Esta ventilação de ar nos edifícios conduz naturalmente a perdas térmicas significativas e a um consequente aumento da fatura energética, durante a estação com necessidades de aquecimento (inverno), que no caso da ventilação através meios mecânicos é ainda agravada pelo próprio consumo elétrico do(s) ventilador(es).

Na opção por ventilação natural, que tem sido a solução mais utilizada em Portugal nos últimos anos, o cumprimento da referida taxa mínima de renovação de ar é conseguido geralmente através da aplicação de grelhas de ventilação na fachada, conforme ilustra a Figura 1, sendo que os sistemas mais comuns são os de caixilharia (b) e de caixa de estores (c).



a) b) c)

Figura 1 – Exemplo de incorporação de grelhas de ventilação natural na fachada dos edifícios: a) na parede exterior; b) na caixilharia; ou c) na caixa de estores.

O segundo tipo de sistema de ventilação mais comum tem sido a ventilação mista, com entradas de ar através de frinchas ou de grelhas de fachada, e a extração mecânica (permanente ou quase permanente) em instalações sanitárias e eventualmente cozinhas. Este sistema, apesar de apresentar baixos custos de instalação, por vezes até inferiores aos da ventilação natural, conduz a consumos elétricos que não são

desprezáveis, ainda que muito inferiores aos que decorrem do aquecimento ambiente (no período de inverno) para compensar as perdas energéticas por renovação de ar.
O sistema ventilação totalmente mecânico, com insuflação e extração, que tem sido aplicado na generalidade dos edifícios de comércio e serviços, é ainda muito pouco utilizado em edifícios de habitação. Além dos custos diretos de instalação, este sistema de ventilação obriga à criação de um conjunto de condutas de insuflação e de extração, com implicações na arquitetura e um custo global significativo. Contudo, hoje em dia já existem no mercado sistemas compactos de ventilação mecânica controlada (VMC), com velocidade autorregulável em função das necessidades imediatas de ventilação (por aumento de humidade do ar ou da concentração de gases), e com recuperação de calor, que a longo prazo apresentam grandes vantagens económicas, para além de uma ventilação mais eficiente. Por exemplo, se considerarmos um sistema de VMC com 85% de eficiência significa que as perdas térmicas por renovação de ar se reduzem em cerca de 85%, relativamente às que ocorreriam em ventilação natural ou num sistema mecânico sem recuperação de calor. Esta redução das perdas térmicas conduz a poupanças energéticas normalmente muito superiores ao custo relacionado com o consumo elétrico deste sistema de VMC, o que se traduz num edifício mais eficiente. Nestes sistemas, a insuflação é feita nos compartimentos principais (quartos e salas) e a extração nas instalações sanitárias e cozinhas, conforme ilustra a Figura 2.

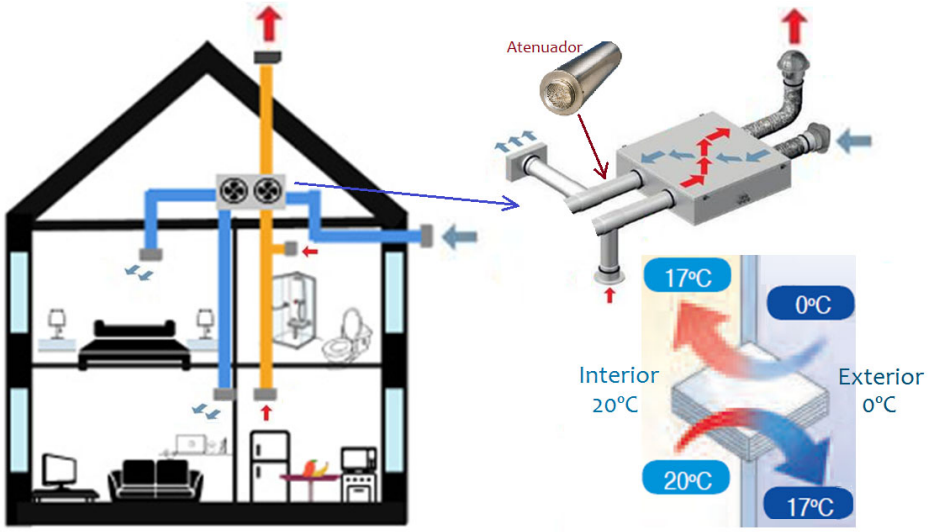


Figura 2 – Esquema de principio de funcionamento de um sistema de ventilação VMC, com recuperação de calor (neste caso com uma eficiência de 85%, nas temperaturas indicadas).

Para além da influência no desempenho energético do edifício, as anteriores soluções de ventilação poderão condicionar fortemente o conforto acústico no interior do edifício. No caso das grelhas de fachada, a questão principal prende-se com o isolamento de fachada, pelo que a opção deverá passar pela aplicação de grelhas de elevada atenuação acústica. No caso da ventilação mecânica, e em particular no caso do sistema VMC, onde a insuflação é feita diretamente nos compartimentos sensíveis ao ruído (quartos e salas), existem normalmente duas questões distintas: as eventuais quebras de isolamento entre compartimentos, decorrentes do atravessamento das condutas; e o eventual excesso de ruído através da transmissão guiada pelas condutas, que normalmente tem origem no sistema mecânico (ruído mecânico), mas também pode ser agravado pela componente aerodinâmica, quando as velocidades de circulação de ar nas condutas e nas grelhas terminais são exageradas. A componente do "ruído mecânico" pode ser minimizada através da aplicação de atenuadores sonoros, em particular no circuito

principal de insuflação, como se esquematiza na Figura 2. A componente de "ruído aerodinâmico" pode ser minimizada através do aumento do diâmetro das condutas e dos terminais, de forma a que a velocidade de circulação de ar fique abaixo de 1 m/s, em condições normais de funcionamento do sistema de ventilação. Neste contexto, são apresentados neste trabalho resultados experimentais com a avaliação acústica destes dois tipos de opções: a ventilação natural, através de grelhas de fachada, com a avaliação da respetiva quebra de isolamento de fachada; e a ventilação mecânica através de sistemas de VMC, com a respetiva avaliação do ruído gerado.

2 Avaliação do isolamento acústico de vãos de fachada, incluindo caixilharia, caixas de estores e grelhas de ventilação

O isolamento sonoro de uma fachada, com paredes pesadas em alvenaria ou em betão (simples ou duplas) de espessura total não inferior a 20 cm, como acontece na generalidade dos edifícios do parque habitacional, em Portugal, depende sobretudo dos vãos, nomeadamente do vidro, do caixilho, da caixa de estores e de eventuais grelhas de ventilação (se existirem). Se um destes elementos conferir um baixo isolamento acústico o isolamento global da fachada pode ficar comprometido, uma vez que o isolamento global depende sobretudo do isolamento do elemento mais fraco e da sua área [2].
A fórmula que permite calcular o isolamento global de uma fachada, em função dos valores de R_w conferidos pelos vários elementos que a constituem é dada por:

$$D_{2m,nT,w} \approx R_{w(global)} + 10 \times Log\left(\frac{V}{6{,}25 \times S \times T_0}\right) \text{ , com}$$

$$R_{w(global)} = 10Log\left(\frac{\sum_i S_i}{\sum_i S_i 10^{(-R_{w,i}/10)}}\right) \quad (1)$$

em que $D_{2m,nT,w}$ é o índice de isolamento sonoro padronizado da fachada, V é o volume do espaço recetor, T_0 é o tempo de reverberação de referência (igual ao requisito T ou igual a 0,5, quando não se aplica requisito T), S é a área total de fachada (igual a $\sum S_i$), S_i é a área de cada elemento de fachada i e $R_{w,i}$ o índice de redução sonora conferido pelo elemento i.

Do ponto de vista acústico, as caixas de estores são sobretudo relevantes (neste caso de forma negativa) quando intersetam a caixilharia (caixilharia a rematar na tampa da caixa de estores) ou quando existem aberturas para passagem da fita de comando do estore. Nestes casos, a caixa de estores pode originar quebras substanciais de isolamento, não só através das faces da caixa, como também pela tampa da caixa de estores, pela abertura da fita de estores (quando é manual) e por eventuais frinchas no contorno. Hoje em dia existe uma tendência generalizada para utilização de caixas de estores aligeiradas, por exemplo em EPS ou XPS, com o argumento de serem mais eficientes do ponto de vista térmico e acústico. Em relação ao comportamento térmico, não há dúvidas, mas do ponto de vista acústico esta afirmação é geralmente incorreta. Alguns fabricantes chegam mesmo a apresentar fichas técnicas com a indicação de índices de isolamento R_w elevados, que na realidade parecem corresponder a um outro parâmetro, o $D_{n,e,w}$. Este último parâmetro é obtido também em laboratório, mas através de procedimento aplicável a elementos de construção de pequenas dimensões [3,4]. De uma forma abreviada, pode considerar-se que este parâmetro representa o índice R_w global de uma parede com 10 m2 que incorpora a caixa de estores (ou outro elemento de pequena dimensão), e que sem este elemento corresponderia a ter transmissão sonora nula, de acordo com a Eq. 2. Por exemplo, a uma caixa de estores com uma área (vista de alçado) de 0,20x1,50 m^2 e com um índice R_w de 25 dB, corresponde um valor de $D_{n,e,w}$

próximo de 40 dB. Por vezes, os fabricantes indicam, incorretamente, este último valor como sendo o valor de R_w. O índice isolamento global de isolamento da fachada $D_{2m,nT,w}$, pode ser determinado através da Eq. 3.

$$D_{n,e,w} = R_w + 10 \times Log\left(10 / A_{pequeno\ elemento}\right) \quad (2)$$

$$D_{2m,nT,w} \approx -10Log\left(10^{-R_{w\,fachada}/10} + \frac{10}{S} \times 10^{-D_{n,e,w}/10}\right) + 10 \times Log\left(\frac{V}{6,25 \times S \times T_0}\right) \quad (3)$$

As grelhas de ventilação natural, na fachada de edifícios habitacionais, eram pouco frequentes no passado, mas hoje em dia tenderão a aumentar bastante, uma vez que cada mais se opta por caixilharias muitos estanques, térmica e acusticamente muito vantajosas, mas que podem comprometer a ventilação natural dos espaços, com consequências graves para a qualidade do ar interior. As grelhas de ventilação, em particular, com mecanismos de autorregulação, podem constituir uma solução interessante. Contudo, a generalidade destas grelhas apresentam valores de $D_{n,e,w}$ relativamente baixos, muitas vezes inferiores a 30 dB, que podem reduzir fortemente o isolamento de fachada.

Considere-se o exemplo de uma fachada de um quarto de 40 m^3 de volume, com uma área de zona de parede de 7 m^2 e com $R_w(C;Ctr) = 50(-1;-3)dB$, uma zona envidraçada (caixilho + vidro) de 4 m^2 e com $R_w(C;Ctr) = 35(-1;-5)dB$, uma caixa de estores com cerca de 0,2x2,0 m^2, com $R_w(C;Ctr) = 25(-1;-5)dB$ e uma grelha de ventilação com um índice $D_{n,e,w}(C;Ctr) = 35(0;-1)dB.$ Os índices C e Ctr correspondem aos termos de adaptação espetral, respetivamente para ruído rosa e ruído de tráfego rodoviário, de acordo com a norma ISO 717-1 [4]. Com base na Eq. 1, é possível obter um índice global R_w, para o conjunto da fachada (parede, vão e caixa de estores), de 36,4 dB. Aplicando a Eq. 3, obtém-se um índice $D_{2m,nT,w}$ próximo de 33,5 dB, mas que deve ser arredondado para baixo, ou seja, para 33 dB. Da mesma forma, considerando a soma de cada um dos valores parciais de $R_w + C$ ou $R_w + Ctr$, obtém-se $D_{2m,nT,w} + C = 33,0dB$ ou $D_{2m,nT,w} + Ctr = 30,2dB$ (arredondado para 30 dB). Se não fossem consideradas no cálculo as influências da caixa de estores e da grelha de ventilação, o valor de $D_{2m,nT,w}$ resultaria quase 7 dB acima do valor correto, empolando substancialmente o resultado.

No caso do exemplo anterior, se a opção passasse por considerar uma caixa de estores e uma grelha com os respetivos índices de isolamento superiores em pelo 10 dB, as quebras de isolamento provocadas por estes elementos já seriam quase desprezáveis. Contudo, não é fácil encontrar soluções de mercado que permitam obter índices $D_{n,e,w}$ acima de 45 dB (ou caixas de estores com R_w acima de 35 dB). No caso das grelhas a obtenção de valores de $D_{n,e,w}$ acima de 45 dB normalmente só é possível com grelhas/condutas de grande espessura, por exemplo, do tipo do indicado na Figura 1a. Nas caixas de estores, valores de R_w acima de 35 dB só se conseguem obter com caixas "pesadas" por exemplo em betão armado, revestidas no seu interior com material fonoabsorvente.

Naturalmente que o requisito de isolamento de fachada pode ter de variar significativamente, em função da exposição ao ruído exterior e do nível de conforto pretendido, mas, de acordo com a legislação em vigor em Portugal [5], o valor mínimo regulamentar para uma zona exterior mista (que corresponde à generalidade do território nacional) é dado por: $D_{2m,nT,w} \geq 33dB$, quando área translúcida não

ultrapassa 60% do total da fachada do compartimento em avaliação; ou $D_{2m,nT,w} + (C\ ou\ Ctr) \geq 33dB$, quando a referida área translúcida é superior a 60% do total da fachada. A consideração do termo de adaptação espetral C ou Ctr deve ser função do tipo de ruído dominante na emissão (no exterior).

3 Transmissão de ruído através de condutas de ventilação

A transmissão de ruído com origem em equipamentos mecânicos ocorre geralmente por via aérea e por via estrutural. No caso de equipamentos de AVAC com ligação a condutas, para além da componente de ruído radiado do equipamento, existe a componente de ruído transmitido através das condutas, habitualmente designado de transmissão por condução guiada (na insuflação e/ou na extração). O nível de ruído num determinado ponto corresponderá ao somatório (numa escala logarítmica) de todas as contribuições (grelhas de insuflação e/ou de extração). Normalmente o ponto mais desfavorável corresponde ao recetor mais próximo da primeira grelha, na insuflação ou eventualmente na extração.
O cálculo da transmissão por condução guiada deve ser efetuado preferencialmente em bandas de frequências, normalmente em oitavas entre 63 e 8000 Hz, conforme metodologia apresentada na ASHRAE [7,8]. Para cada grelha e para cada banda de frequência (f), o nível sonoro previsto no interior de uma sala pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$L_{A(f)} = \left(L_{AW(f)} - A1_f - A2_f - A3.1 - A3.2 - A4_f\right) + 10Log\left(\frac{D}{4\pi\, d^2} + \frac{4}{R_f}\right) - A5_f \qquad (4)$$

Em que, $L_{AW(f)}$ é o nível de potência sonora dos equipamentos, na banda de oitava f, radiada para o interior das condutas; $A1_f$, $A2_f$, $A3.1$, $A3.2$, $A4_f$ e $A5_f$ são os valores de atenuação sonora ao longo do traçado, desde o equipamento até à grelha, respetivamente para absorção das paredes interiores da tubagem, mudanças de direção, derivações, alterações de secção, terminal/grelha e eventual aplicação de atenuadores sonoros; D é o coeficiente de direccionalidade (considerado normalmente igual a 2); d é a distância entre a extremidade da conduta (grelha) e o recetor a avaliar; e R_f é a constante de absorção da sala (em espaços abertos $4/R_f = 0$), que se pode obter através de $R_f = \sum S_i\alpha_i / (1-\alpha_{med})$, onde S_i representa a área de cada elemento de envolvente, α_i a absorção sonora de cada elemento de envolvente e α_{med} a absorção média de toda a envolvente $(\sum S_i\alpha_i / \sum S_i)$.

De acordo com a legislação em vigor em Portugal [5], o nível de avaliação do ruído particular de equipamentos coletivos do edifício (com funcionamento contínuo), no interior dos quartos ou zonas de estar (em edifícios habitacionais ou hoteleiros), deve satisfazer a seguinte condição $L_{Ar,nT} \leq 27dB(A)$. Este indicador é dado pela expressão: $L_{Ar,nT} = LAeq + K + 10Log(T/T_0)$, em que $LAeq = \sum 10^{L_{A(f)}}$, K toma o valor igual a 3 se existirem características tonais no ruído ou 0 se não existirem [6], e parcela $10Log(T/T_0)$ pode ser anulada, se na Eq. 4, o valor de R_f for determinado para um tempo de reverberação $T = T_0$ (que em edifícios habitacionais é igual a 0,5 s). No caso especifico dos sistemas de VMC, em edifícios habitacionais a situação mais relevante ocorre geralmente na insuflação em quartos ou salas. Por outro lado, tratando-se de um equipamento individual (por fração), o cumprimento do anterior requisito não é considerado obrigatório, mas faz todo o sentido ser considerado, pelo menos

para a velocidade mínima de circulação de ar no ventilador, que é normalmente a velocidade que ocorre em período de descanso.

4 Avaliação de isolamento de fachada com grelhas incorporadas

Na opção por ventilação natural, através de grelhas de fachada, e conforme já referido na secção 2 deste artigo, os sistemas mais comuns correspondem às grelhas autorreguláveis na caixilharia (ver Figura 1b) ou na caixa de estores (ver Figura 1c). Apesar dos fabricantes apresentarem normalmente um único valor de $D_{n,e,w}$ para cada tipo de grelha, na realidade o valor efetivo em obra depende das características do elemento construtivo atravessado pela grelha. Normalmente a mesma grelha aplicada num elemento de maior espessura conduz a valores de $D_{n,e,w}$ mais favoráveis. A título de exemplo, são apresentados na Figura 4 os resultados obtidos em laboratório para uma grelha acústica (ver Figura 3), cujo fabricante indica um valor de $D_{n,e,w} = 39dB$, com esta grelha aplicada em duas situações distintas (conforme esquemas da Figura 4): i) numa divisória aligeirada com multicamadas com 20 cm de espessura (cujo valor de R_w obtido antes da aplicação da grelha era de 60 dB), com uma ranhura aberta de 25 mm por 380 mm (por 200 mm de profundidade); ii) e aplicada de acordo com o procedimento de ensaio da ISO 10140 [3] para este tipo de elementos, com uma ranhura aberta de 25 mm de altura, por 380 mm de largura e com uma profundidade de 90 mm. Na primeira situação foi aplicado uma membrana plástica com cerca de 1 mm de espessura a ocultar a lã de rocha nas caixas de ar da divisória, pelo que a ranhura apresentava uma absorção sonora significativa, além da maior profundidade. Na segunda situação foram aplicadas ripas de madeira com 30 mm de espessura no contorno da ranhura. Os resultados obtidos para estas duas situações, em cada um dos casos com e sem grelha acústica incorporada, são apresentados na Figura 4.

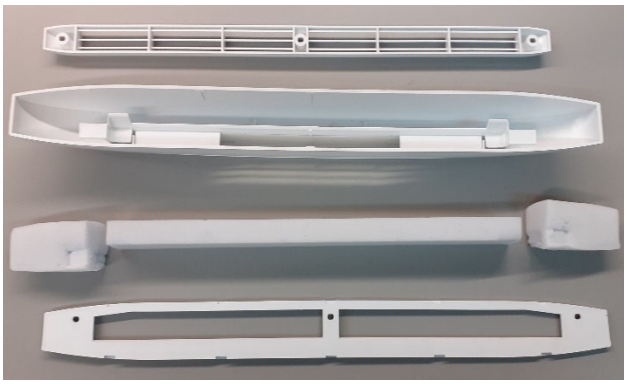


Imagem dos acessórios da grelha

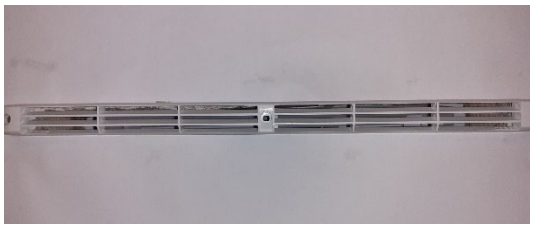


Imagem do lado da câmara emissora

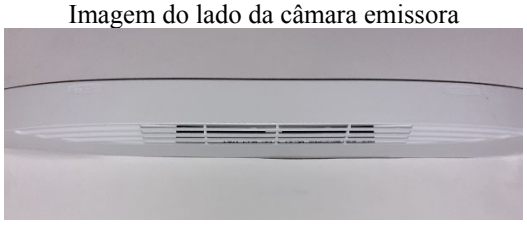


Imagem do lado da câmara recetora

Figura 3 – Imagens da grelha acústica utilizada nos ensaios em laboratório.

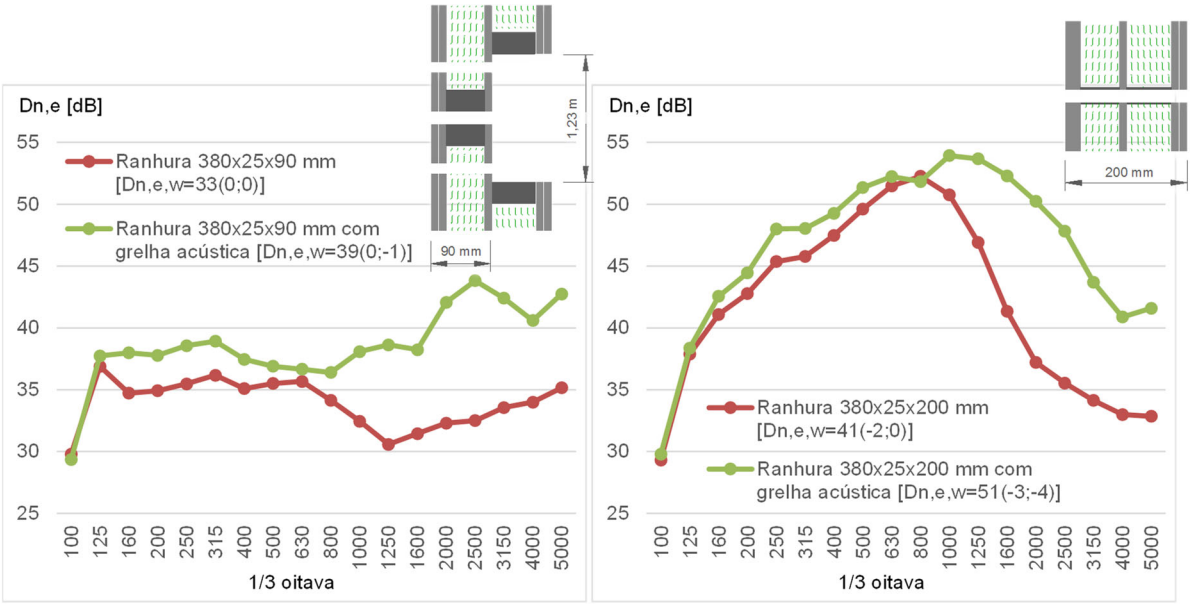


Figura 4 – Índice de isolamento $D_{n,e}$, em bandas de 1/3 de oitava, e respetivo valor global $D_{n,e,w}(C;Ctr)$ obtido com e sem grelha acústica para duas situações distintas de ranhuras: i) ranhura de 380x25x90 mm sem absorção sonora; ii) ranhura de 380x25x200 mm com absorção sonora.

Da análise dos resultados da Figura 4 é possível verificar que a profundidade da ranhura de atravessamento e a eventual absorção sonora de contorno é decisiva na atenuação sonora. Uma ranhura com 200 mm de profundidade e alguma absorção no contorno permitiu obter, por si só, um índice $D_{n,e,w}$ próximo de 41 dB, que subiu para cerca de 51 dB após a aplicação de uma grelha acústica numa das extremidades. Para uma situação considerada mais próxima da realidade, com 90 mm de profundidade de ranhura e sem absorção no contorno os resultados foram muito mais modestos, com um valor de $D_{n,e,w}$ próximo de 33 dB, sem a grelha acústica, e de 39 dB, com a grelha acústica aplicada. Numa situação real com aplicação desta grelha numa caixilharia, cuja profundidade da ranhura normalmente é inferior a 50 mm e sem absorção no contorno, é provável que os resultados sejam mais desfavoráveis. Na aplicação em caixas de estores, apesar da parede da caixa também não ultrapassar os 50 mm, como existe um efeito favorável do interior da caixa, além de uma segunda ranhura onde correm as lâminas do estore, é provável que os resultados melhorem um pouco. Esta melhoria será ainda mais efetiva se o interior da caixa de estores for revestido com uma manta fonoabsorvente, mesmo que de espessura reduzida, conforme esquema apresentado na Figura 1c, da secção 2 deste artigo.

5 Avaliação de ruído gerados por sistemas de VMC

Os sistemas de ventilação VMC, com recuperação de calor, podem ser instalados com uma rede de condutas em série (eventualmente com algumas ramificações), onde a mesma conduta serve vários compartimentos, ou através de uma rede paralela, onde cada conduta serve apenas um compartimento (mais utilizada em pequenas habitações). Do ponto de vista da transmissão guiada de ruído do equipamento, e para os locais mais desfavoráveis, as diferenças não são geralmente muito significativas, mas a rede em série pode conduzir também a quebras de isolamento entre compartimentos,

nomeadamente através do caminho grelha/conduta/grelha. De preferência, e do ponto de vista acústico, devem ser aplicados os sistemas com rede paralela e nos casos de grandes habitações a aplicação de vários pequenos sistemas de VMC, um para cada piso ou para cada zona, em vez de grandes sistemas, onde para além das eventuais quebras de isolamento, o ruído mecânico é normalmente bastante mais intenso. Em relação ao isolamento de fachada, estes sistemas de VMC geralmente não comprometem o isolamento de fachada e nas situações mais desfavoráveis, por exemplo, com troços curtos de entrada de ar novo através da fachada, a transmissão de ruído poderá ser minimizada através da aplicação de um atenuador sonoro imediatamente a jusante dos ventiladores, como se esquematiza na Figura 5. Este atenuador, além de minimizar a transmissão do ruído proveniente do exterior, permite reduzir substancialmente o "ruído mecânico", com origem no ventilador, e é aqui que está normalmente a grande mais valia da aplicação do atenuador. Na generalidade das situações práticas este atenuador não é aplicado, mas a sua falta é normalmente sentida pelos utilizadores, que acabam por desligar estes sistemas durante a noite, para evitar a perturbação do sono/descanso. Quando estes atenuadores não são aplicados de raiz (durante a obra) geralmente não é simples a sua introdução após a conclusão das obras, uma vez que normalmente o VMC fica localizado em zonas de difícil acesso e com falta de espaço para acrescentar à posteriori este tipo de acessórios (tipicamente localizam-se em tetos falsos ou em pequenos armários). Nos compartimentos onde se faz a extração, instalações sanitárias e cozinhas, normalmente o nível de ruído também é significativo, sobretudo com média ou elevada/máxima velocidade de circulação de ar, mas, como estes espaços são muito menos sensíveis ao ruído, geralmente é aceitável a dispensa de atenuadores do lado da extração. A exceção poderá ocorrer no caso de frações do tipo T0, onde não existe separação física entre a zona de cozinha e a zona de "dormir", e aqui poderá justificar-se a aplicação de atenuadores sonoros do lado da extração.

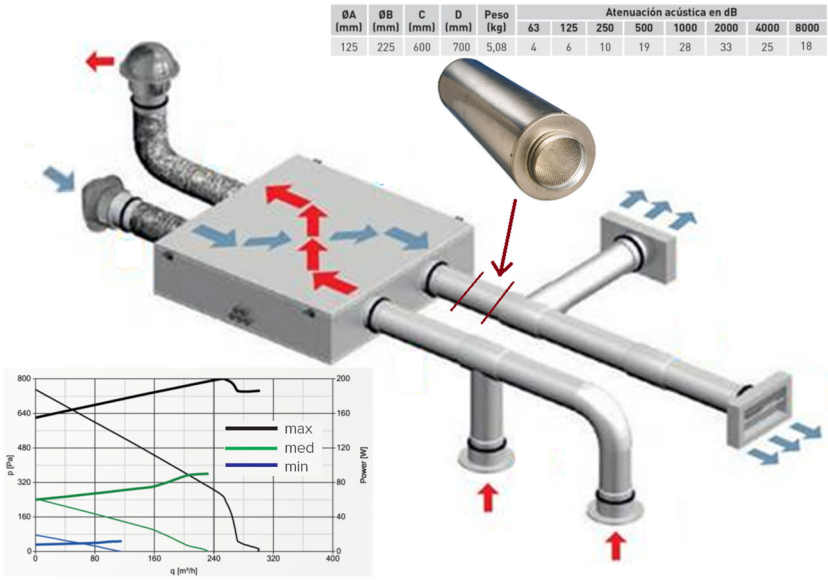


Figura 5 – Esquema de principio de funcionamento de um sistema de ventilação VMC, com recuperação de calor, e com a aplicação de atenuador sonoro na conduta de insuflação.

Na Figura 6 são apresentados os níveis sonoros contínuos equivalentes, L_{Aeq}, obtidos a 1 m de distância do VMC (numa cozinha), e os níveis de avaliação de ruído, $L_{Ar,nT}$ [9], obtidos num quarto, para três regimes de velocidade dos ventiladores: máximo; médio; mínimo. Além dos valores globais são ainda apresentadas as respetivas curvas em frequência, em bandas de 1/3 de oitava. A potência sonora anunciada pelo fabricante para o modelo e marca em estudo é de 57 dB(A). Na generalidade dos

fabricantes, apenas é anunciado um único valor de nível de potência, ou por vezes um nível de ruído em campo livre a uma determinada distância, mas, na realidade, estão aqui envolvidos cinco níveis distintos de potência de ruído para cada regime de velocidade de circulação de ar: o radiado em redor da caixa dos ventiladores; e os transmitidos para as condutas, respetivamente para os lados da insuflação, da extração, da exaustão para o exterior e da entrada de ar novo do exterior. No presente caso de estudo o nível anunciado de 57 dB(A) corresponde aparentemente à velocidade máxima, na transmissão para o lado da insuflação no interior da habitação, que é geralmente o mais relevante. Aquando do registo dos resultados apresentados na Figura 6 as velocidades médias de circulação de ar na grelha de insuflação do quarto (grelha de teto) foram próximas de 1.2 m/s, 0.8 m/s e de 0.3 m/s, respetivamente para as velocidades máxima, média e mínima.

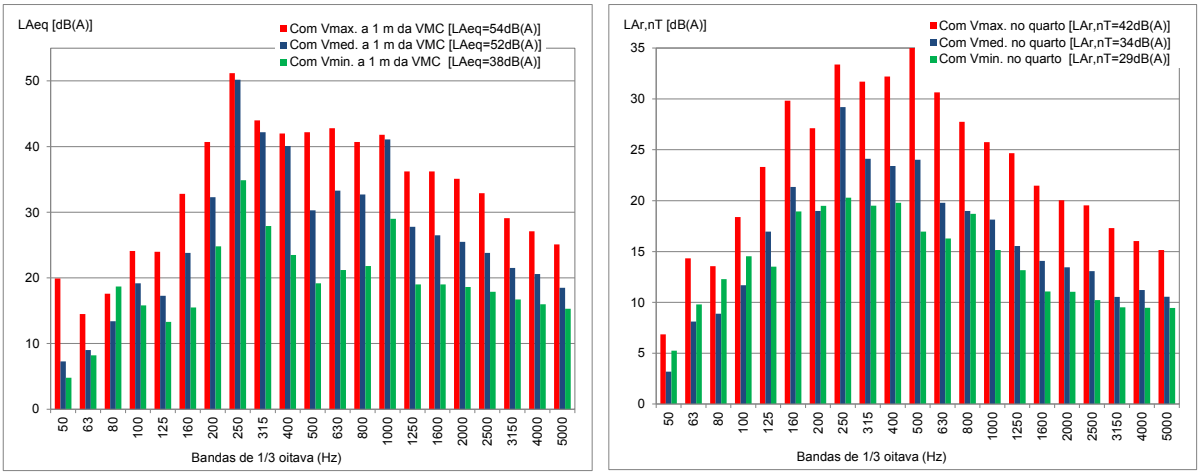


Figura 6 – Níveis sonoros contínuos equivalentes, L_{Aeq} (figura da esquerda), obtidos a 1 m de distância do VMC (numa cozinha), e os níveis de avaliação de ruído, $L_{Ar,nT}$ (figura da direita), obtidos num quarto, para três regimes de velocidade dos ventiladores: máximo (Vmax.); médio (Vmed.); mínimo (Vmin.).

Da análise dos resultados da Figura anterior é possível verificar que os níveis de ruído radiados dos ventiladores são bastante significativos, pelo que a localização destes ventiladores deve ficar sempre o mais afastado possível dos compartimentos sensíveis ao ruído, por exemplo, em tetos falsos ou em armários, de preferência em zonas de arrumos ou similares, e/ou eventualmente melhoradas com uma envolvente de elevada absorção sonora. Acrescente-se que na presente situação o VMC encontrava-se num armário de cozinha e as medições a 1 m de distância foram realizadas com as portas abertas desse armário. Fechando as portas os valores de L_{Aeq}, nas velocidades media e máxima, sofreram uma redução da ordem de 10 dB(A).

Esta Figura 6 permite ainda verificar que no interior do quarto, utilizado como referência, o valor de $L_{Ar,nT}$ é exagerado, para um período de descanso, mesmo na velocidade mínima. Em condições normais de funcionamento, e com a VMC em modo de funcionamento automático, é provável que esta funcione habitualmente em velocidade mínima, mas se existir algum aumento de CO2 ou de humidade, nomeadamente em instalações sanitárias e/ou na cozinha, detetável pelas sondas do sistema de ventilação, é normal a passagem para os regimes de velocidade média ou até elevada.

Acrescente-se que, no âmbito do presente trabalho e, face aos níveis de ruído detetados, pretendia-se efetuar a aplicação de um atenuador sonoro, com uma atenuação sonora na banda de oitava de 250 Hz de 10 dB, no entanto, aquando da conclusão deste artigo, esta ainda não tinha sido concretizada, pelo que não são aqui apresentados resultados finais. Contudo, prevê-se que o valor de $L_{Ar,nT}$ na velocidade

média seja inferior a 27 dB(A) e que na velocidade mínima seja inferior a 25 dB(A). Na velocidade máxima, apesar de se prever também uma redução de ruído bastante significativa, é provável que o valor de $L_{Ar,nT}$ fique acima de 32 dB(A), uma vez que a componente de ruído aerodinâmico passará a ser dominante, e esta não sofrerá redução com a aplicação do atenuador. Ou seja, com a aplicação do referido atenuador prevê-se que pelo menos para as velocidades mínima e média de funcionamento do VMC o sistema não seja audível nos quartos, pelo menos na velocidade mínima. Na zona de cozinha, ainda que não seja um compartimento critico, pretende-se ainda efetuar a aplicação de um revestimento fonoabsorvente no interior do armário, incluindo portas, onde se encontra instalado o VMC, com vista a minimizar a transmissão de ruído em redor dos ventiladores e avaliar futuramente a melhoria alcançada.

6 Considerações finais

Neste trabalho foram apresentados vários casos de estudo envolvendo dois tipos de sistemas alternativos de ventilação em edifícios habitacionais, hoje em dia inevitáveis, face às exigências de desempenho energético e de qualidade do ar no interior dos edifícios: a ventilação natural, através de grelhas acústicas autorreguláveis na fachada; e a ventilação mecânica controlada (VMC), com recuperação de calor. No primeiro caso, a desvantagem acústica principal prende-se com as quebras de isolamento acústico da fachada. No segundo caso, que permite evitar as quebras de isolamento na fachada e que conduz a uma maior eficiência energética, a desvantagem acústica prende-se sobretudo com o excesso de ruído transmitido gerado por motores e que se propaga através das condutas.
Apesar do alcance limitado dos resultados apresentados, foi possível evidenciar que o tipo de grelha de fachada e a sua localização (ou espessura da zona de atravessamento) acabam por ser fortemente condicionantes. Apesar dos fabricantes destas grelhas apresentarem geralmente valores fixos de desempenho, a efetiva atenuação da grelha depende muito do elemento atravessado pela grelha, nomeadamente da espessura e de uma eventual maior absorção sonora no contorno. Por exemplo, grelhas de fachada aplicadas em caixas de estores com revestimento interior fonoabsorvente podem conduzir a resultados mais favoráveis do que o mesmo tipo de grelha aplicada numa caixilharia. No caso dos sistemas VMC, e ainda que existam diferenças significativas entre equipamentos, é fundamental acrescentar atenuação sonora nas condutas de insuflação, através da adoção de atenuador(es) sonoro(s), e garantir baixas velocidades de circulação de ar nas condutas e respetivas grelhas de insuflação, com velocidades de circulação de ar claramente abaixo de 1 m/s, nos regimes “normais” de funcionamento (velocidades mínima e média).

Agradecimentos

Este trabalho foi parcialmente financiado pela FCT / MCTES através de fundos nacionais (PIDDAC) sob a Unidade de I&D Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), sob a referência UIDB / 04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020), e sob o Laboratório Associado Sistemas de Produção Avançada e Inteligentes (ARISE) sob a referência LA/P/0112/2020.

Referências

[1] Portugal. Leis, decretos (2020). *Regulamento com os requisitos aplicáveis a edifícios para a melhoria do seu desempenho energético e regulação do Sistema de Certificação Energética de Edifícios.* Decreto-Lei nº 101-D/2020 de 7/12.

[2] Mateus, D.; Pereira, A. (2023), *The strong influence of small construction errors on sound insulation of buildings with heavyweight concrete structure: A Portuguese case study*, Building Acoustics, Volume 30, Issue 2, https://doi.org/10.1177/1351010X231162811.

[3] ISO 10140-1;2;4 (2021), *Acoustics - Laboratory measurement of sound insulation of building elements: Part 1: Application rules for specific products; Part 2: Measurement of airborne sound insulation; Part 4: Measurement procedures and requirements*, Technical Report; ISO: Geneva, Switzerland.

[4] ISO 717-1 (2020), *Acoustics - Rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 1: Airborne sound insulation,* Technical Report, ISO, Geneva, Switzerland, 2020.

[5] Portugal. Leis, decretos, *Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios (RRAE)*. Decreto-Lei nº 129/2002 de 11/05, com a nova redação dada pelo Decreto-Lei nº 96/2008 de 9/06.

[6] Portugal. Leis, decretos, *Regulamento Geral do Ruído (RGR)*. Decreto-Lei nº 9/2007 de 17/01.

[7] ASHRAE (1999). *Applications Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineers.* Atlanta: ASHRAE.

[8] Mateus, D. (2019), *Metodologia simplificada para previsão da transmissão de ruído através de condutas de AVAC*, Construção Magazine Nº 89 – Coluna Temática de Acústica, jan/fev. de 2019.

[9] NP EN ISO 16032 (2009), Medição dos níveis de pressão sonora de equipamentos de edifícios. Determinação do nível sonoro do ruído particular. Comissão técnica CT-28, Lisboa, 2009.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

INTERVENCION ES ACÚSTICAS PARA PERSONAS CON TRASTORNOS DEL ESPECTRO AUTISTA

Martín Fanjul, Valentín[1]; Daumal i Domènech, Francesc[1]

[1]Escola Tècnica Superior d´Arquitectura de Barcelona. Universitat Politècnica de Catalunya
Campus Diagonal Sud, Edifici A. Av. Diagonal, 649, 08028, Barcelona
{vmf@coamu.es, francesc.daumal@upc.edu}

Resumen
La geometría y los elementos constructivos de un espacio configura inequívocamente sus propiedades acústicas y esto también acontece en aquellos ámbitos pensados para las personas con trastornos del espectro autista.

Las características auditivas de los individuos con TEA requieren de formas y materiales en algunos casos específicos, por lo que la adecuada definición arquitectónica de los mismos supondrá una mejora de estos espacios. La realización de entornos adaptados facilita la concentranción y la relación con los mismos.

Palabras claves: autismo, TEA, acústica edificios, entornos sonoros, arquitectura

Abstract
The geometry and construction elements of a space unequivocally shape its acoustic properties and this also occurs in those areas designed for people with autism spectrum disorders.

The auditory characteristics of individuals with ASD require shapes and materials in some specific cases, so their adequate architectural definition will mean an improvement in these spaces. Creating adapted environments makes it easier to concentrate and relate to them.

Keywords: autism, ASD, buildings acoustics, sound environments, architecture

PACS nº. 43.50.Qp, 43.55.-n

1 Introducción

El trastorno del espectro autista tiene entre sus características principales la presencia de anomalías en los procesos de percepción sensorial, siendo los sentidos del tacto y el oido los más afectados habitualmente, estando esta singularidad presente a lo largo de toda la vida de las personas que tienen este trastorno [1].

Constantemente la investigación ha generado nuevos descubrimientos relacionados con los trastornos neurológicos. Las disfunciones del espectro autista (TEA) se caracterizan por una serie de anomalías conductuales, psicológicos y físicas.

Pueden incluir retrasos en el desarrollo social, comportamientos repetitivos y trastornos sensoriales. La hiperacusia, también conocida como disminución de la tolerancia al sonido, es una de las afecciones más frecuentes en las personas con TEA.

Las personas diagnosticadas de hiperacusia padecen graves molestias ante sonidos incluso de baja intensidad, por ello sonidos cotidianos que no son considerados como molestos, si lo pueden ser para personas con trastornos del espectro autista, ya que tienen una sensibilidad y una percepción aumentada de los estímulos sensoriales en general.

Detectan los cambios acústicos de manera más rápida por una mayor sensibilidad cerebral, la cual puede estar vinculada con la alteración de la síntesis de la serotonina en la corteza frontal y en el tálamo izquierdo. También por la actividad anómala de la región frontal izquierda así como las disfunciones en el lóbulo frontal. Todo ello indica que el comportamiento a los estímulos auditivos está relacionado con la necesidad de establecer un equilibrio cerebral [2].

La activación atípica de zonas del cerebro, relacionadas con la atención involuntaria de estímulos acústicos en las personas autistas, complica la interpretación de los sonidos entrantes, desatendiendo los nuevos estímulos auditivos que se producen fuera del estímulo principal de atención, generando una deficiente adaptación a los cambios sensoriales [3].

Las personas con autismo tienen un procesamiento más focalizado en sonidos puros, motivo por el cual no responden adecuadamente al lenguaje [4].

Los TEA tienen afecciones individualizadas. Por lo tanto, a la hora de buscar soluciones, es fundamental que se comprendan las distintas manifestaciones que pueden padecer las personas con trastornos del espectro autista.

Existe una correlación positiva entre los niveles de ruido y los comportamientos repetitivos, propios de las personas con autismo, lo que sugiere que estos sonidos molestos pueden contribuir a su frecuencia.

Esta hipótesis requiere pruebas empíricas en un entorno controlado, pero las tendencias de los datos sugieren que entornos adecuados, facilitan el uso de los mismos [5].

La acústica es el factor más determinante a la hora de adaptar los espacios o crear nuevos para las personas pertenecientes al espectro autista, lo que no significa que no se deban de tratar otros aspectos sensoriales, por ello el estudio del confort acústico permitirá una mejor adaptación de las personas con TEA a su entorno más cercano [6].

2 Marco teórico

La arquitectura acústica es el arte de diseñar el sonido como parte del espacio arquitectónico [7], por ello, esto aún es más importante si cabe, cuando los usuarios requieren unas necesidades específicas o si se prefiere más exigentes.

Tampoco se pueden olvidar las características del medio en el que se propagan las ondas sonoras, es decir, la presión, temperatura, densidad y humedad del aire existente en el interior de los recintos, por lo cual es también necesario el análisis de estos factores ambientales, vinculados al programa funcional que se requiera [8].

El concepto de intervención en la arquitectura está vinculado a actuaciones en espacios preexistentes.

En muchas ocasiones una edificación tiene que ser adaptada a usuarios pertenecientes al trastorno del espectro autista. Esto implica que además de por condicionantes económicos, las propias limitaciones y restricciones de los espacios no permitan realizar una actuación global y homogénea, como acontece en las construcciones de nueva planta.

Ante estas situaciones se deben priorizar las posibles actuaciones que son más viables por los determinantes que existan de inicio.

Son conocidas las virtudes de la creación de una serie escalonada de aulas acústicamente modificadas.

Esta graduación espacial permite emplear la sala totalmente insonorizada durante la fase crítica en una persona con autismo, cuando esta intervención puede ser la forma de comenzar la comunicación.

Posteriormente se debe realizar una transición a una habitación moderadamente insonorizada para poder iniciar las habilidades de comunicación.

Esto debe continuar a través de serie de espacios disponibles en los cuales se van reduciendo los filtros o si se prefiere la protección acústica, con el objetivo de finalmente establecer en un entorno sonoro lo más normal posible [9].

Otro aspecto significativo es la necesidad de evitar materiales excesivamente pulidos, ya que su comportamiento acústico puede ser problemático al favorecer las reflexiones y refracciones de las ondas sonoras, generando distorsiones acústicas [10].

También es necesario tener en cuenta los tipos de suelos y techos más adecuados para estos espacios específicos para personas con TEA [11].

Medidas recomendables en el diseño para espacios específicos, son también las de no emplear iluminación artificial mediante fluorescentes. Tampoco ventiladores y equipos de aire acondicionado, así se evita la presencia de ruidos molestos, que dificulten la concentración de las personas con trastornos del espectro autista [12].

La entrada a los espacios es recomendable que sea por un único acceso, así se evitan las distracciones sonoras. A esto hay que unirle también que estos pasos son los más débiles acústicamente, al estar realizados con materiales menos aislantes [13].

Los espacios secundarios requieren de la misma atención en sus propiedades acústicas que los que son principales, pero con algunas características particulares, debido a la diferencia de dimensiones entre los ambientes dentro de un mismo inmueble [14].

Las zonas de circulación deben ser habitables y no únicamente de tránsito, con mobiliario para que sean una prolongación de los espacios principales, con relación entre el exterior y el interior para anticipar el ambiente al que accede el usuario, pero evitando el efecto laberinto en estos recorridos [15].

Unido a estos espacios de transición hay que impedir que estos recorridos tengan grandes longitudes, ya que favorecen las pérdidas de concentración e incluso generan confusión [16].

La realización de barreras acústicas en las zonas de las edificaciones más expuestas al ruido exterior es otra solución que atenúa las posibles molestias por sonidos no deseados [17].

Otro condicionante son los edificios próximos a los espacios libres, como los jardines pertenecientes a las edificaciones específicas para personas con TEA, ya que se generan rebotes de las ondas acústicas, que pueden ser perjudiciales tanto para la relajación como para la concentración cuando se realizan ciertas tareas [18].



Figuras 1, 2, 3 y 4 – Imágenes exteriores del proyecto para un centro específico [19]

3 Discusión

Del marco teórico expuesto se desprende que existen varias actuaciones que son recomendables para mejorar las condiciones de habitabilidad en los entornos habituales de las personas con trastornos del espectro autista.

Como se ha dicho con anterioridad, intervenir en espacios preexistentes supone una dificultad añadida que requiere de características específicas.

A continuación se enumeran y analizan estas posibles intervenciones descritas en el anterior capítulo de este texto:

- Graduación espacial
- Evitar materiales excesivamente pulidos.
- Tipos de suelos y techos específicos.
- No emplear iluminaciones artificiales mediante fluorescentes.
- Evitar ventiladores y equipos de aire acondicionado.
- Entrada a los espacios por un único acceso.
- Los espacios secundarios requieren la misma atención que los principales.
- Las zonas de circulación deben ser habitables.
- Relación entre el exterior y el interior
- Evitar los recorridos de grandes longitudes.
- Ejecución de barreras acústicas como protección al ruido exterior.
- Protección de los rebotes por ondas acústicas procedentes de inmuebles próximos.

Graduación espacial

Probablemente sea una de las actuaciones desde la perspectiva acústica más significativas, pero a la vez más complejas.

Si la construcción preexistente dispone de espacios con dimensiones generosas es factible la realización de una compartimentación de estas zonas, por ejemplo mediante la utilización de tabiquería de cartón yeso con materiales absorbentes en su interior, que transformen la energía sonora en calor.

En cambio, si nos encontramos con ámbitos de reducidas dimensiones, cuya compartimentación además se realiza con paramentos que tengan misiones estructurales, se incrementa la complejidad, pero también el coste económico de la posible intervención.

Por lo tanto, es una actuación que requiere de un estudio previo significativo en el que se debe de sopesar por un lado las mejoras en las propiedades acústicas y por otro la suficiencia económica de la actuación global.

Evitar materiales excesivamente pulidos

Los materiales excesivamente pulidos pueden generar distorsiones acústicas en el interior de los recintos para personas pertenecientes al espectro autista.

En este caso se pueden realizar dos tipos de actuaciones, por un lado si no existen problemas de falta de superficie para desarrollar las actividades previstas, la colocación de un material con propiedades adecuadas encima del existe, implica una mayor simplicidad en la actuación y probablemente un ahorro económico significativo.

Por el contrario, si existen condicionantes que imposibilitan esta actuación, la retirada del material excesivamente pulido y la colocación de uno nuevo casi con toda probabilidad implicará un mayor coste económico, además de generar una serie de residuos que deberán ser transportados al vertedero y que finalmente no puedan ser reciclados en su totalidad.

Tipos de suelos y techos específicos

Aquí nuevamente nos encontramos con una situación similar a la del anterior apartado si pretendemos adecuar estos elementos.

Pero en este caso hay que tener en cuenta la altura libre preexistente, ya que condicionará sustancialmente las características de las posibles intervenciones de mejora.

No emplear iluminaciones artificiales mediante fluorescentes

Esta actuación por su sencillez y claras ventajas económicas, probablemente sea una de las que primero se debería de plantear.

La sustitución de luminarias fluorescentes por otras LED no es un esfuerzo significativo para la asignación del presupuesto de ejecución y además se amortiza por el significativo ahorro económico que implica en un corto plazo de tiempo, además de proporcionar mejores condiciones acústicas.

Evitar ventiladores y equipos de aire acondicionado

Si se observa la bibliografía que acompaña este texto, esta indicación fue realizada en el año 2.008, en la actualidad los sistemas de ventilación y climatización han evolucionado significativamente, mejorando especialmente en lo referente a la emisión de ruidos no deseados, por lo que no se debería de descartar en principio su utilización, ya que además de las propiedades acústicas de los recintos hay que tener otras como es el confort térmico.

Pero un aspecto que si se debe evitar, si se emplean estos sistemas de mejora ambiental, es que incidan directamente sobre los usuarios, por ello hay que buscar un reparto homogéneo en las estancias, para que no se generen perturbaciones e incluso graves molestias a las personas con TEA.

Entrada a los espacios por un único acceso

A diferencia que la graduación espacial, la acción de reducir a un único acceso un espacio, siempre que la normativa vigente lo permita, no es compleja y solo requiere de una adecuada ejecución en la fase de construcción, teniendo en cuenta que no se perjudiquen las propiedades acústicas con esta intervención.

Los espacios secundarios requieren la misma atención que los principales

Si bien es cierta esta afirmación, no implica que deben de emplearse los mismos materiales que en los recintos principales, pero sí que tengan un comportamiento adecuado acústicamente.

La capacidad de económica de intervención en una edificación existente es limitada, por ello el criterio lógico es destinar más esfuerzos a los espacios con una mayor utilización temporal o con requisitos acústicos más exigentes debido a su uso en particular, pero sin desatender los secundarios.

Las zonas de circulación deben ser habitables

Para que una zona de circulación sea habitable y además también sea un ámbito confortable acústicamente, no requiere de grandes intervenciones.

Un ejemplo de actuación sería la colocación de mobiliario acabado en tela e incluso la ubicación estratégica de alfombras o tapices en las paredes, cuyas propiedades absorbentes inequívocamente mejorarán estos espacios cuando se produzcan ruidos.

Estos sonidos no deseados pueden ser producidos por la presencia de usuarios que además estén realizando diferentes actividades o incluso pueden estar sufriendo una crisis, debido a las características específicas en el comportamiento de las personas con autismo.

Relación entre el exterior y el interior

Favorecer el intercambio entre el interior de un inmueble y su entorno suele ser favorecedor para las personas con TEA, pero también genera áreas que pueden tener una mayor incidencia de ruidos no deseados.

Ya sean huecos abiertos o con carpinterías, su intercambio es superior a los fragmentos de fachadas opacas, por lo que generar nuevas aberturas debe ser de manera estratégica, teniendo en cuenta las perturbaciones que se puedan generar desde el exterior.

Evitar los recorridos de grandes longitudes

Los pasillos excesivamente alargados además de no ser adecuados para las personas con autismo, ya que generan tanto distracciones como perturbaciones innecesarias, pueden también generar ruidos que se transmitan a las estancias principales.

Una adecuación de los mismos, ya sea mediante techos fonoabsorbentes e incluso si fuese necesario con actuaciones puntuales en los paramentos verticales, puede suponer una mejora acústica significativa de estos espacios.

Este punto también está relacionado con el anterior, vinculado a que las zonas de circulación deben ser habitables.

Por ello, las actuaciones que fueron recomendadas, como la colocación de mobiliario con propiedades absorbentes o alfombras y tapices pueden ser también válidas, tras un estudio previo, además de resultar probablemente más económicas que la del empleo de materiales específicos.

Ejecución de barreras acústicas como protección al ruido exterior

Los ruidos procedentes del exterior son difícilmente controlables. Existen elementos industriales a propósito para defenderse del ruido, pero su coste económico puede ser en muchos casos elevado.

En su lugar se pueden emplear elementos vegetales espesos y de hoja perenne, que además complementarán y mejorarán la relación con el exterior, generándose unas visuales desde los interiores más agradables para los posibles usuarios.

Protección de los rebotes por ondas acústicas procedentes de inmuebles próximos

Los inmuebles próximos al ser de diferente titularidad al que se tiene previsto realizar las intervenciones de mejora acústica, difícilmente se podrán evitar que incidan las ondas acústicas que rebotan en los mismos.

Por ello, este apartado se relaciona con el anterior, ya que la utilización de elementos vegetales supone una mejora respecto a la incidencia de estas ondas acústicas.

Lógicamente el aumento del aislamiento al ruido de la envolvente de un edificio, además de la mejora de las carpinterías, supondría una mejora global de sus propiedades acústicas respecto a incidencias externas, pero conlleva un elevado coste económico y también puede implicar dificultades técnicas.



Figuras 5, 6, 7 y 8 – Imágenes interiores y de espacios de transición del proyecto para un centro específico [20]

4 Conclusiones

Es habitual desarrollar intervenciones puntuales de mejora acústica en construcciones destinadas a personas con TEA y además a lo largo de varios años en estas edificaciones preexistente.

Estos inmuebles tienen que ser adaptados a usuarios con unas características específicas, lo que implica que por condicionantes económicos o las propias limitaciones y restricciones de los espacios disponibles, no se puedan realizar actuaciones globales y homogéneas, como acontece en las construcciones de nueva planta.

Se han descrito y analizado posibles intervenciones de mejora acústica en edificaciones para personas con trastornos del espectro autista, señalando algunas recomendaciones que son generalistas.

Esta característica global no implica que no sean válidas, estando directamente relacionadas con la casuística de las personas que se circunscriben dentro espectro autista.

Como confirma la información existente, para las personas con TEA no existen soluciones acústicas absolutas, ya que cada persona con trastornos pertenecientes al espectro autista tiene comportamientos singulares ante los sonidos que le rodean.

Tanto la bibliografía como la lógica aplicada al desarrollo práctico, confirma inequívocamente que la unificación de criterios generales, que no concretos, vinculados a un nivel básico, son favorables para la generación de entornos acústicos adecuados para las personas pertenecientes al espectro autista.

Agradecimentos

Por acompañarme y sobre todo estar siempre guiándome en mis esfuerzos intermitentes a lo largo de todos estos años, gracias Francesc.

También agradecer a Ana María Lacasta Palacio, por su paciencia y compresión. No todos los estudiantes somos iguales, al igual que no todos las personas con TEA responden de igual manera ante los sonidos.

Referencias

[1] Leekam, S. R., Nieto, C., Libby, S. J., Wing, L. y Gould, J. (2.007). *Describing the SensoryAbnormalities of Children and Adults with Autism*. Journal of Autism and Developmental Disorders, 37(5), 894-910.

[2] Gomot, M., Bernard, F. A., Davis, M. H., Belmonte, M. K., Ashwin, C., Bullmore, E. T., et al. (2006). *Change detection in children with autism: an auditory event-related fMRI study*. Neuroimage, 29(2), 475-484.

[3] Gomot, M., Giard, M. H., Adrien, J. L., Barthelemy, C., & Bruneau, N. (2002). *Hypersensitivity to acoustic change in children with autism: electrophysiological evidence of left frontal cortex dysfunction*. Psychophysiology, 39(5), 577-584.

[4] Haesen, B., Boets, B. y Wagemans, J. (2011) *A review of behavioural and electrophysiological studies on auditory processing and speech percepcion in autism spectrum disorders*. Research in Autism Spectrum Disorders, 5 (2011) 701-714.

[5] Daumal i Domènech, F. y Martín Fanjul, V. (2.015). Terapias acústicas en los trastornos del espectro autista: *Consideraciones para el confort acústico en las personas con trastornos del espectro autista.* 46 Congreso Español de Acústica. Tecniacústica 2015 Valencia. Madrid: Sociedad Española de Acústica (SEA).

[6] Amira Almaz, Islam Mohamed (2024), *The role of architectural and interior design in creating an autism-friendly environment to promote sensory-mitigated design as one of the autistic needs*, International Design Journal, Vol. 14 No. 2, (March 2024) pp 239-255

[7] Daumal i Domènech, F. (2.002). *Arquitectura, acústica, poética y diseño*. Barcelona: Ediciones UPC.

[8] Martín Fanjul, V., Daumal i Domènech, F. (2.015). *Consideraciones médicas y psicológicas, aplicadas a la acústica, en los espacios para personas con trastornos del espectro autista*. A: I Jornadas de Investigación y Doctorado: calidad y acreditación. "I Jornadas de Investigación y Doctorado: calidad y acreditación". Múrcia: 2015, p. 1-5

[9] Mostafa, M. (2008). *An architecture for Autism: Concepts of Design Intervention for the Autistic User.* International Journal of Architectural Research. 2 (1), 189-211.

[10] Beaver, C. (2006). *Designing environments for children and adults with autism spectrum disorder*. Designing Living & Learning Environments for Children with Autism. Sunfield.

[11] Whitehurst, T. (2006). *Evaluation of features specific to an ASD designed living accommodation*. Sunfield School: Sunfield Research Instutute.

[12] Voguel, C. (2008). *Classroom Design for Living & Learning with Autism.* Autism Aspergers Digest. May-June.

[13] Tufvesson, C. y Tufvesson, J. (2009). *The building process as a tool towards an all inclusive school*. Journal of Housing and the Built Environment. 24, 47-66.

[14] Martín Fanjul, V. y Daumal i Domènech, F. (2.012). *Adaptación acústica en el diseño de las transiciones entre espacios para personas con trastornos del espectro autista.* 53 Congreso Español de Acústica. Tecniacústica 2012 Elche. Madrid: Sociedad Española de Acústica (SEA).

[15] Mora Raya, Andrea. Autismo y arquitectura: estrategias para diseñar espacios educativos. Proyecto Fin de Carrera / Trabajo Fin de Grado, E.T.S. Arquitectura (UPM). 2019.

[16] Laín Mateu, L. (2020). Arquitectura para el autismo. Caso de estudio: la vivienda. Universitat Politècnica de València.

[17] Scott, I. (2009). *Designing learning spaces for children on the autism spectrum*. Good Autism Practice. 10(1), 36-59.

[18] Lipscom, A. y Stewart, A. (2014). An*alysis of therapeutic gardens for children with autism spectrum disorders*. Perkis+Will Research Journal. 06(02), 42-56.

[19] Figuras 1 a 4. Martín Fanjul, V. y Martínez Peregrina, M.A. (2.005). Proyecto para un Centro Residencial y Ocupacional para la atención de personas con Trastornos del Desarrollo.

[20] Figuras 4 a 8. Martín Fanjul, V. y Martínez Peregrina, M.A. (2.005). Proyecto para un Centro Residencial y Ocupacional para la atención de personas con Trastornos del Desarrollo.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

AVALIAÇÃO DO ISOLAMENTO ACÚSTICO DE DIVISÓRIAS LEVES COM DESEMPEHO MELHORADO

Andreia Pereira[1], Diogo Mateus[1], Luís Godinho[1], Osvaldo Gomes[2]

[1] ISISE, Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade de Coimbra, Rua Luís Reis Santos - Pólo II da Universidade, 3030-788 Coimbra, Portugal
{apereira@dec.uc.pt, diogo@dec.uc.pt, lgodinho@dec.uc.pt}
[2] FINSA, Est. Nacional 234, Km 92.7, 3524-952 Nelas, Viseu, Portugal
{o.ferreira@finsa.com}

Resumo

Nos últimos anos tem-se verificado uma procura crescente de sistemas construtivos mais sustentáveis, leves e de "construção seca", designadamente fazendo uso de painéis de aglomerado de madeira.
Este tipo de painéis, utilizados em elementos de compartimentação, possuem massa reduzida, quando comparada com a massa das soluções tradicionais (paredes de alvenaria), sendo o isolamento acústico, geralmente reduzido. Para situações onde se pretende atingir um desempenho acústico superior, a utilização deste sistema construtivo tem de ser complementada com elementos de reforço de isolamento acústico e/ou com a separação não rígida entre camadas, por exemplo, através da adoção de estruturas de montante duplo.
Neste contexto, são estudados neste trabalho um conjunto de soluções de compartimentação vertical, tendo por base o aglomerado de madeira. O seu desempenho será caracterizado através de ensaios em laboratório utilizando provetes com diferentes dimensões e através de um modelo de simulação. Pretende-se caracterizar o desempenho acústico de divisórias duplas e avaliar o rigor das diversas abordagens na determinação do desempenho acústico destas divisórias.

Palavras-chave: Redução sonora, divisórias leves, aglomerado de madeira, experimental, analítico.

Abstract

In the last years there has been an increase in the demand for more sustainable, lighter and "dry construction" such as those in which wood board panels are used.
In the case of these panels, with reduced mass, when compared to the mass of traditional solutions (masonry), the sound insulation is usually quite low. For situations where it is intended to achieve a higher sound insulation performance, the use of these construction systems has to be complemented, for example, through the employment of acoustic insulation reinforcement elements and / or using non-rigid separation among layers, for example, adopting double support structures. Within the scope of the present paper, a set of partitions are studied, making use of wood boards. In this context, the aim of the paper is to describe an experimental campaign performed in laboratory, using samples with different sizes as well as simulations, to characterize their performance. It is intended to evaluate the accuracy of the various approaches in order to determine the acoustic performance of these partitions.

Keywords: sound reduction index, lightweight partitions, agglomerated wood boards, experimental, analytic.

PACS no. 43.50.Jh,43.55.Rg**,** 43.55.Ti

1 Introdução

Ao longo dos últimos anos, têm vindo a emergir alternativas aos métodos construtivos tradicionais pesados (betão e alvenaria) utilizados em Portugal, designadamente os sistemas leves. O sistema construtivo de madeira é um exemplo desta crescente tendência de utilização. A utilização da madeira como material de construção renovável, capaz de armazenar CO2 e com desempenho estrutural entre o do betão e do aço, para alguns tipos de construção, tornam este material interessante na perspetiva da construção sustentável. Como o betão e o aço ainda são os principais materiais utilizados na construção atualmente, e o setor da construção é um dos maiores contribuintes para a pegada de carbono global, sendo responsável por quase 40% das emissões anuais de GEE (gases de efeito estufa) , 40 % do consumo global de recursos, 40% do uso de energia e 50% dos resíduos globais [1], a madeira é um material alternativo valioso [2].

No caso das paredes divisórias, estas são constituídas por uma estrutura composta por barrotes de madeira (normalmente pinho), que é revestida por painéis leves, geralmente painéis de aglomerado de madeira que são revestidas com gesso cartonado, sendo a caixa de ar preenchida com material absorvente, quando existem requisitos térmicos e/ou acústicos. Devido à sua massa reduzida e à conexão rígida entre o painel interior e exterior, estes elementos possuem, geralmente, um isolamento acústico reduzido.

Uma das técnicas mais eficazes para melhorar o seu desempenho acústico consiste em adicionar painéis, aumentando desta forma a massa do sistema. A estrutura de suporte em madeira pode prejudicar também o seu desempenho, pois a presença dos barrotes onde os painéis são fixos, geralmente de forma rígida (por aparafusamento), cria um caminho de transmissão de vibrações entre o painel exterior e o interior da parede, que pode ser mais crítico do que a transmissão que ocorre através da zona entre estes elementos. Uma solução possível para diminuir a "ponte acústica" que aí se forma, consiste em utilizar duas estruturas de perfis de barrotes, ao invés de uma, desacopladas, quebrando o caminho de transmissão de vibrações através dos perfis. Esta solução será analisada neste trabalho.

Ao longo da literatura sobre o desempenho acústico de sistemas de construção leves, as paredes de madeira são geralmente tratadas como paredes duplas. A transmissão sonora de paredes duplas em madeira foi investigada e descrita ao longo das últimas décadas. Uma revisão bibliográfica de modelos de transmissão sonora de paredes duplas com ligações entre o interior e o painel externo pode ser encontrada em [3], [4]. Além disso, Hongisto apresentou uma avaliação dos métodos simplificados mais referenciados de transmissão sonora fornecida por paredes duplas [5]. Este trabalho demonstrou que existe uma grande discrepância entre os resultados dados pelos diferentes métodos e apenas cinco dos dezassete modelos considerados podem lidar com as ligações entre painéis. Um destes modelos foi apresentado por Sharp em 1978 [6], sendo atualmente muito utilizado na perda de transmissão sonora de elementos leves de construção.

Recentemente, alguns programas de computador baseados em teorias científicas foram disponibilizados permitindo prever a perda de transmissão sonora fornecida por estruturas multicamadas, como o software INSUL [7,8,9]. Kurra [8] realizou uma comparação de algumas ferramentas computacionais, incluindo o software INSUL [7] que investiga as diferenças e semelhanças dos resultados obtidos através de um estudo de amostragem. Este trabalho apresenta também uma comparação entre os dados calculados e medidos, nos quais o INSUL demonstrou uma melhor correlação com os resultados experimentais.

O presente trabalho constitui o desenvolvimento de um trabalho prévio apresentado no congresso Tecniacustica 2023 [10]. Em [10] foi avaliado, experimentalmente, em laboratório utilizando provetes de dimensões reduzidas e através de um modelo teórico, o isolamento acústico de um conjunto de soluções construtivas de divisórias simples leves, com estrutura composta por barrotes de madeira revestida por painéis de aglomerado de madeira. Analisou-se a influência da espessura da caixa de ar, preenchimento com lã mineral, número de placas e sua ligação à estrutura de suporte. Neste trabalho, será avaliado, experimentalmente em laboratório utilizando provetes de dimensões normalizadas e

através de um modelo de simulação, utilizando o software INSUL, o isolamento acústico de um conjunto de soluções construtivas de divisórias duplas leves, compostas por uma estrutura de barrotes de madeira revestida por painéis de aglomerado de madeira, onde se pretende garantir um desempenho mais elevado.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Ensaios

Neste trabalho é avaliado o comportamento acústico de paredes divisórias, em aglomerado de madeira, em que se pretende obter um isolamento melhorado, relativamente ao obtido para uma parede simples e que permita cumprir requisitos acústicos regulamentares.

Com base na análise dos resultados obtidos anteriormente [10], foram realizados os seguintes ensaios (ver Figura 1), em provetes com dimensões normalizadas. A definição das soluções construtivas a ensaiar teve por base a obtenção de desempenhos acústicos melhorados, bem como perceber a influência do acabamento geralmente utilizado. Estes ensaios foram realizados nas câmaras acústicas do DEC.

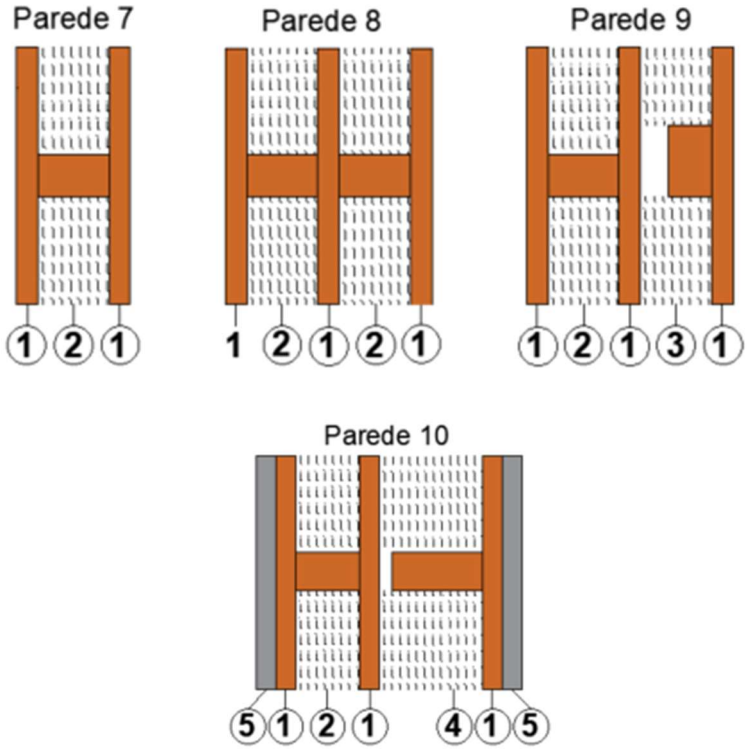


Figura 1. Secção transversal das quatro paredes ensaiadas, com dimensões normalizadas onde se ilustra esquematicamente as condições de montagem. Materiais: 1 – Uma placa de Superpan H tech P5 E-Z de 15 mm (aparafusada a uma estrutura de barrotes de madeira, quando adjacente); 2 – Caixa de ar formada por estrutura de barrote de madeira com 50 x30mm de espessura, preenchida com lã mineral (40 kg/m^3) com 50 mm de espessura; 3 - Caixa de ar com 50mm,formada por estrutura desacoplada de barrote de madeira com 50 x30mm de espessura (colocados ao alto) preenchida com lã mineral (40 kg/m^3) com 50 mm de espessura; 4 – Caixa de ar com 80mm, formada por estrutura desacoplada de barrotes de madeira com 70 x30mm de espessura e placa de lã mineral (40 kg/m^3) com 80 mm de espessura; 5 – Placa de gesso cartonado (12.5 mm).

Na Figura 2 apresentam-se algumas imagens da montagem de alguns provetes ensaiados (com dimensões normalizadas).

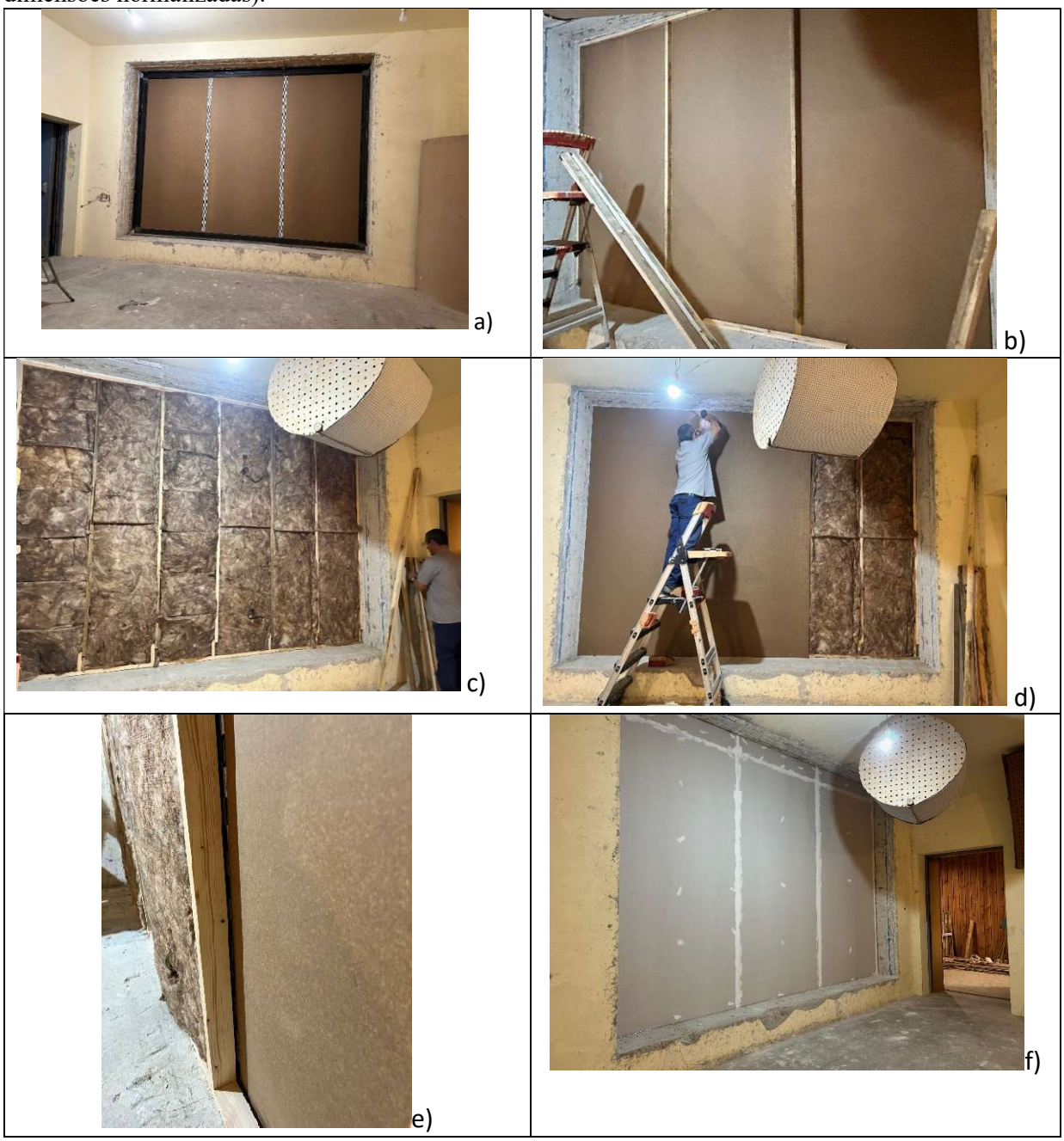


Figura 2. Imagens da montagem de alguns provete com dimensões normalizadas: a) vista geral da parede em que as juntas foram revestidas com cintas da Rothoblass ; b) estrutura de suporte da Parede 7; c) preenchimento da caixa de ar da Parede 7 com lã mineral, d); aplicação do painel de fecho da Parede 7 do lado da câmara recetora e); pormenor da montagem da estrutura de suporte desacoplada da Parede 10; f) acabamento em gesso cartonado da Parede 10.

Os testes experimentais foram realizados no laboratório de acústica do Departamento de Engenharia Civil da Universidade de Coimbra, que dispõe de duas câmaras acústicas adjacentes que cumprem com os requisitos da série de normas EN ISO 10140 [11]. As paredes testadas foram introduzidas entre as câmaras acústicas, conforme se observa na Figura 3. O volume da câmara emissora é de 111 m^3 e o da câmara recetora de 122 m^3. As paredes das câmaras são em betão, garantindo-se que as paredes opostas não são paralelas, de modo a evitar a geração de campos estacionários dentro de cada uma das câmaras. Estes compartimentos encontram-se separados entre si de modo a minimizar a transmissão por via marginal e a garantir um elevado isolamento acústico entre eles.

A Figura 3 apresenta ainda a cadeia de medição utilizada, indicando as posições de medição e de fonte sonora. As medições foram efetuadas utilizando dois microfones (Bruel & Kjaer, modelo 4155, e GRAS – Sound & Vibration, model 40AF), com os respetivos pré-amplificadores, e um sistema de aquisição de sinal (Symphonie da 01dB). Para a fonte de ruído foi utilizada uma fonte omnidirectional, composta por 12 altifalantes (Modelo DO12 da 01dB), e um amplificador e gerador de sinal (Modelos 700 e RC-10 da 01dB). As medições foram efetuadas nas câmaras acústicas, de acordo com os procedimentos de medição definidos na série de normas ISO 10140, com a fonte posicionada em duas posições diferentes na câmara emissora e em 5 posições de microfone em cada uma das câmaras acústicas. Para medição do tempo de reverberação na câmara recetora foram utilizadas 2 posições de fonte e 3 pontos recetores, com 2 decaimentos por ponto.

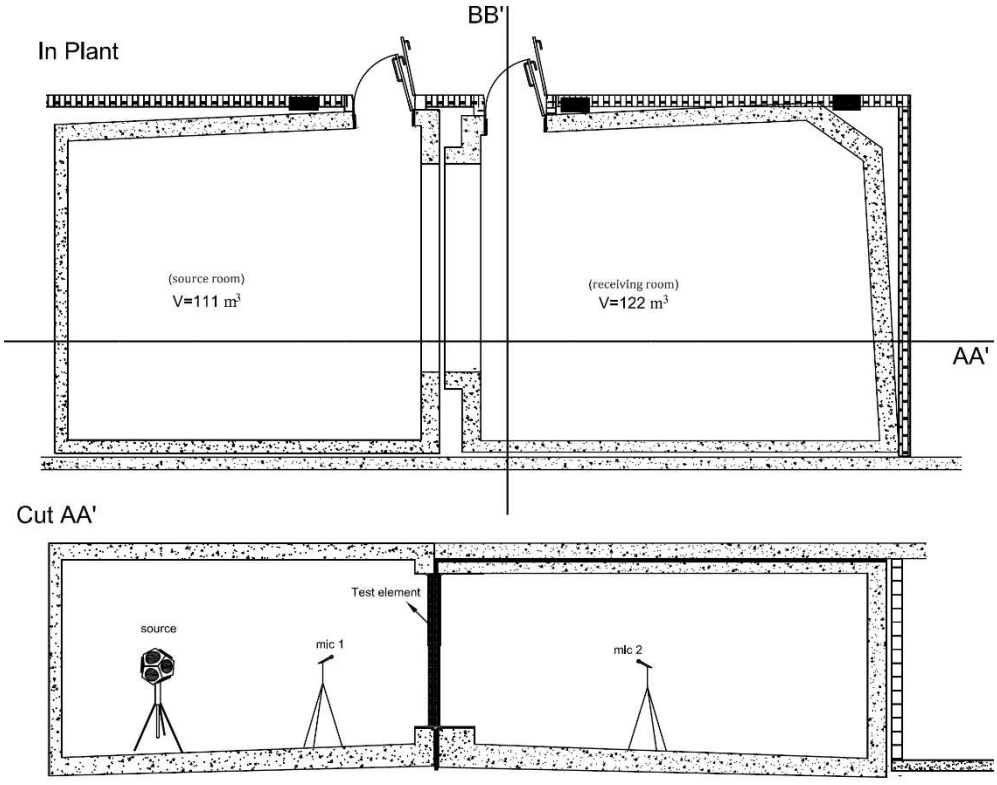


Figura 3. Esquema das câmaras acústicas ilustrando as posições de fonte, recetores e sistema de aquisição de sinal.

Na Figura 4 apresentam-se algumas imagens dos ensaios realizados utilizando provetes de dimensões reduzidas. Neste trabalho será efetuada a comparação entre o ensaio utilizando o provete de dimensões normalizadas (Parede 7) e o provete de dimensões reduzidas (1.25mx1.5m) com composição semelhante à Parede 7 (designado por Parede 2 conforme artigo [10]).

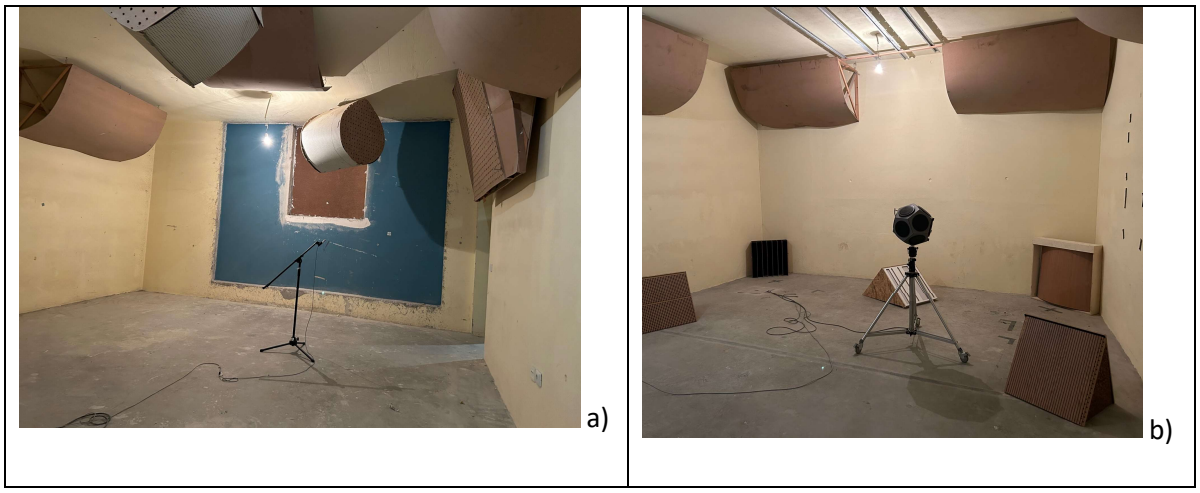


Figura 4. Imagens da montagem de alguns provetes de pequenas dimensões: a) vista geral do provete de pequenas dimensões; b) vista geral da câmara emissora.

2.3 Simulações

Para os casos representados na Figura 1, foram ainda efetuadas simulações, utilizando o software INSUL [7], do modo a verificar o rigor do modelo na previsão dos elementos construtivos em análise. As simulações foram realizadas assumindo que todos os materiais são isotrópicos, com exceção da lã mineral, existente na caixa de ar (além da estrutura de barrotes de madeira), que foi simulada como um absorvente através da propriedade acústica resistividade ao fluxo. As propriedades dos materiais utlizadas encontram-se na Tabela 1. O espaçamento entre barrotes considerado foi de 600 mm.

Tabela 1: Propriedades dos materiais utilizados no software INSUL.

Material	Resistividade ao fluxo [Rayl/m]	Módulo de Young [GPa]	Densidade [kg/m^3]	Amortecimento Interno
Superpan H tech P5 E-Z	-	3.27	700	0.02
Gesso cartonado	-	2.80	625	0.01
Lã mineral	20 000	-	40	-

Posteriormente, e por se tratar de uma solução frequentemente utilizada em obra (com vista a garantir uma uniformidade no acabamento), foi ainda definida uma Parede 11, conforme se representa na figura seguinte, cujo resultado foi obtido apenas por modelação, por se tratar de uma solução corrente e por se ter verificado que existia um resultado próximo entre a resposta experimental e analítica para solução semelhante (sem a camada de gesso cartonado).

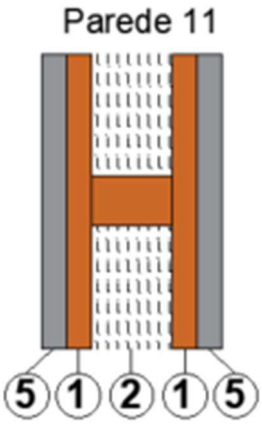


Figura 5. Esquema da solução construtiva que foi apenas simulada. Materiais: 1 – Uma placa de Superpan H tech P5 E-Z de 15 mm; 2 – Caixa de ar formada por estrutura de barrote de madeira, preenchida com lã mineral (40 kg/m3) com 50 mm de espessura; 5 – Placa de gesso cartonado (12.5 mm)

3 RESULTADOS

3.1 Influência da área dos painéis

Na figura seguinte apresentam-se os resultados efetuados às Paredes 2 e 7, que são paredes com composição semelhante, mas com áreas diferentes. Verifica-se que o resultado referente à Parede 7 (com cerca de 10m^2) é ligeiramente inferior ao da Parede 2, sobretudo devido à diferença verificada nas baixas frequências. Na banda de frequência de 125 Hz, observa-se uma ligeira quebra no resultado referente à Parede 2 relacionada com um modo de vibração do painel com 1.88 m^2 e que não se verifica na Parede 7, por apresentar maiores dimensões (encontra-se fora da gama de frequências em análise).
Os resultados da simulação são próximos dos obtidos experimentalmente, pelo que se irá utilizar o modelo de simulação para avaliar, mais à frente, neste trabalho, a influência da introdução de um segundo painel de revestimento, em cada face, neste caso em gesso cartonado com 12.5mm.

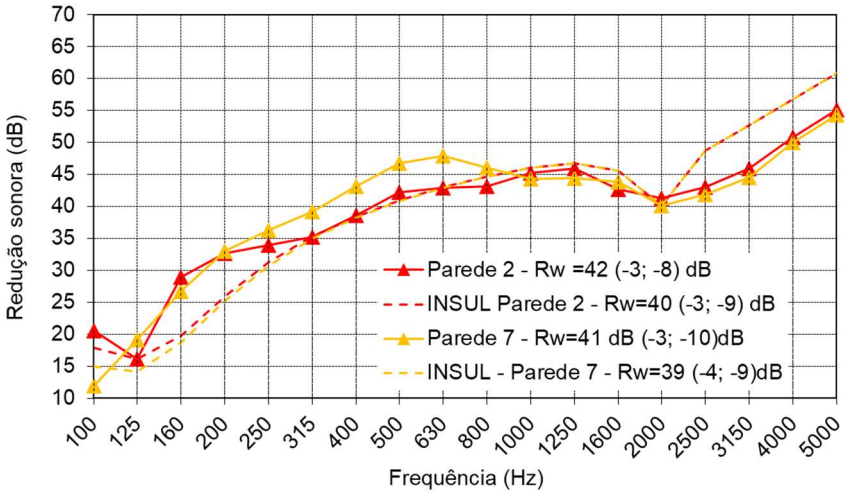


Figura 6. Curvas de redução sonora referentes às Paredes 2 e 7 resultantes do ensaio e da previsão.

3.2 Influência da utilização de estrutura dupla

Na figura seguinte apresentam-se os resultados obtidos para as Paredes 7 e 8, sendo a primeira composta por perfil estrutural simples e a segunda semelhante à Parede 7 tendo ainda sido adicionado um segundo perfil rigidamente ligado a esta parede e um painel de fecho Superpan H tech P5 E-Z, estando as duas caixas de ar preenchidas com lã mineral.

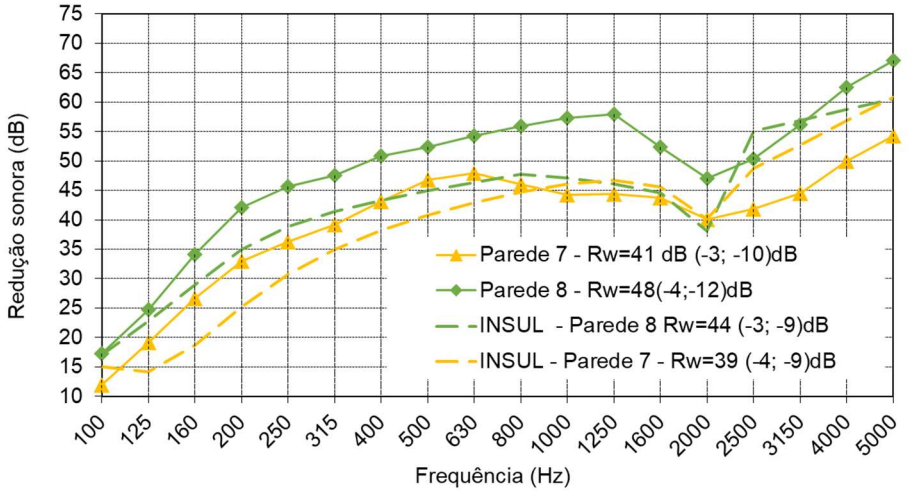


Figura 7. Curvas de redução sonora referentes às Paredes 7 e 8 resultantes do ensaio e da previsão.

Verifica-se que o índice de redução sonora experimental referente à Parede 8 é superior em 7 dB, ao índice obtido para a Parede 7. Relativamente aos resultados da simulação, observa-se que estes são mais conservativos (2 dB abaixo na Parede 7 e 4 dB abaixo na Parede 8), relativamente aos experimentais.

3.3 Influência do desacoplamento do duplo perfil

Na Figura 7 apresentam-se os resultados para as Paredes 8 e 9, ambas com duplo perfil, no entanto, na Parede 9, o segundo perfil estrutural do painel encontra-se desacoplado do primeiro, evitando-se desta forma a ponte acústica existente na zona do perfil, tendo, contudo, sido mantida a espessura da segunda caixa de ar. Com esta separação verifica-se um aumento de 6 dB no valor de Rw, nos resultados experimentais. Já os resultados da simulação, apesar de conduzirem a um ganho também de 6 dB nos valores de Rw, apresentam curvas de isolamento em frequência significativamente diferentes do resultado experimental na gama das médias e altas frequências, não se revelando, por isso, uma ferramenta eficaz na modelação em frequência deste tipo de sistema com dupla estrutura, no entanto, em termos de previsão do ganho conduz a valores semelhantes aos obtidos experimentalmente (acréscimo de 6 dB).

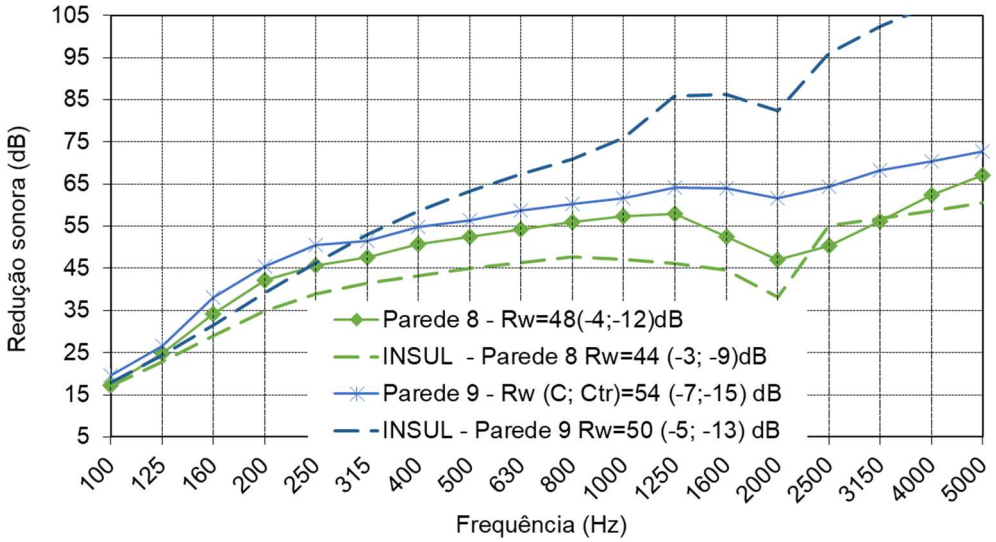


Figura 8. Curvas de redução sonora referentes às Paredes 8 e 9 resultantes do ensaio e da previsão.

3.4 Influência da introdução do acabamento e aumento da caixa de ar

Na figura seguinte apresentam-se os resultados referentes às paredes 7 e 11, que são paredes com um perfil onde se adicionou uma placa de gesso cartonado com 12.5 mm, habitualmente utilizada para acabamento final. Os resultados apresentados foram obtidos apenas por simulação. Verifica-se que a introdução das placas de gesso cartonado permitem aumentar o isolamento em 6 dB, para este caso, enquanto o aumento da caixa de ar para 70 mm juntamente com a introdução das placas possibilita um aumento de 7 dB.

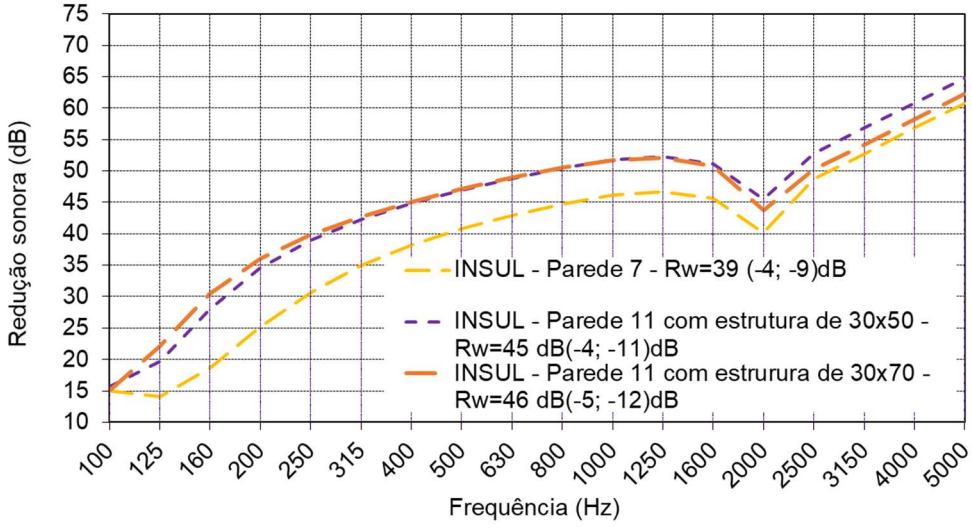


Figura 9. Curvas de redução sonora referentes às Paredes 7 e 11 resultantes de simulação.

Foi ainda testada experimentalmente uma Parede 10, obtida a partir da Parede 9 aumentando a caixa de ar para 80mm e adicionando uma placa de gesso cartonado em ambas as faces exteriores. A Figura 10 apresenta os resultados para ambas as Paredes 9 e 10. Verifica-se um aumento de 6 dB no isolamento com a introdução destas alterações, sendo o índice final de 60 dB. Já o resultado de simulação confere valores bastante superiores aos experimentais.

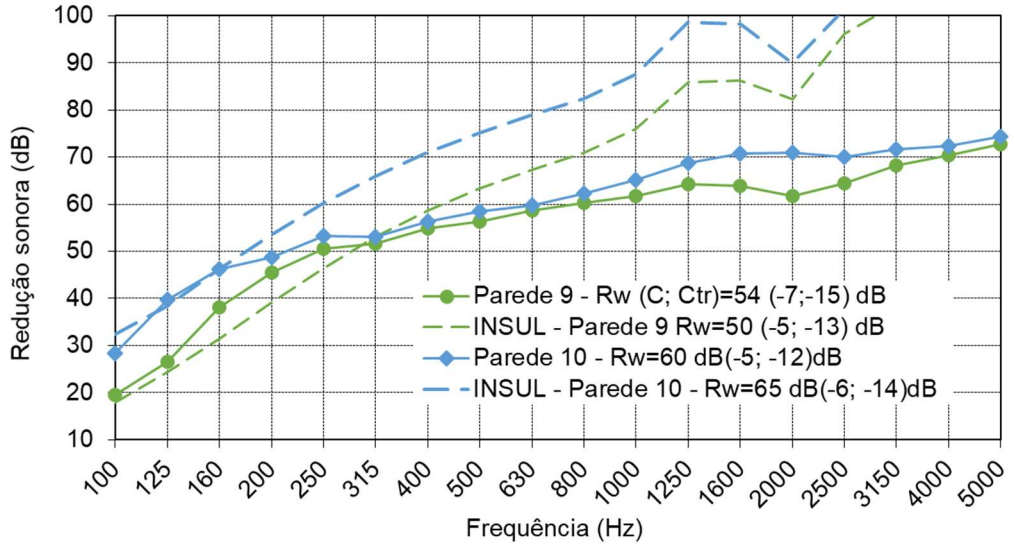


Figura 10. Curvas de redução sonora referentes às Paredes 9 e 10 resultantes do ensaio e da previsão.

4 RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS

Na tabela seguinte apresentam-se os índices de redução sonora obtidos a partir dos ensaios e do modelo de simulação.

Tabela 2 – Tabela resumo do desempenho acústico dos painéis analisados.

	Experimental			Modelo de simulação		
Solução Construtiva	**Rw (dB)**	**C**	**Ctr**	**Rw (dB)**	**C**	**Ctr**
Painéis de 1.25x1.5 m²						
Parede 2	42	-3	-8	40	-3	-9
Painéis com 3.63x2.69 m²						
Parede 7	41	-3	-10	39	-4	-9
Parede 8	48	-4	-12	44	-3	-9
Parede 9	54	-7	-15	50	-5	-13
Parede 10	60	-5	-12	65	-6	-14
Parede 11 com perfil de 50x30	-	-	-	45	-4	-11
Parede 11 com perfil de 70x30	-	-	-	46	-5	-12

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi avaliado, experimentalmente em laboratório e através de um modelo de simulação, utilizando o software INSUL, o isolamento acústico de um conjunto de soluções construtivas de divisórias constituídas por painéis de aglomerado de madeira, onde se pretende garantir um desempenho mais elevado. A partir dos resultados obtidos para os provetes de dimensões normalizadas, e da comparação com os provetes de menores dimensões, retiraram-se as seguintes conclusões: i) a área do provete tem uma pequena influência nos resultados experimentais, com um valor de Rw 1 dB inferior no provete de maiores dimensões; ii) a duplicação do perfil estrutural e o acréscimo de mais uma placa de Superpan H tech P5 E-Z, permitiu aumentar o índice Rw em 7 dB, passando o Rw de 41 dB para 48 dB; iii) o desacoplamento do segundo perfil estrutural possibilitou um aumento no valor de Rw de 6 dB, relativamente à parede com perfil acoplado; iv) nas paredes de estrutura dupla, a aplicação do acabamento final em gesso cartonado, bem como o aumento da caixa de ar em 2 cm podem permitir um acréscimo no valor de Rw de 6 dB, relativamente à parede sem acabamento, com perfis desacoplados, tendo-se desta forma obtido o melhor resultado de Rw (60 dB); iii) nas paredes de estrutura simples, e neste caso da avaliação apenas por simulação, verifica-se que a aplicação do acabamento final em gesso cartonado possibilitou também um aumento de 6 dB no valor de Rw.
Relativamente à comparação dos resultados do modelo analítico com os resultados experimentais, verifica-se que os resultados previstos foram quase sempre conducentes a valores de isolamento mais baixos (com exceção da Parede 10), nem sempre prevendo o aumento de desempenho esperado, designadamente quando se altera espessura da caixa de ar destes elementos ou no caso da utilização de duplo perfil estrutural.

Agradecimentos

Este trabalho foi parcialmente financiado pela FCT / MCTES através de fundos nacionais (PIDDAC) sob a Unidade de I&D Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), sob a referência UIDB / 04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020), e sob o Laboratório Associado Sistemas de Produção Avançada e Inteligentes (ARISE) sob a referência LA/P/0112/2020. Os autores gostariam ainda de agradecer o apoio facultado pela empresa FINSA.

Referências

[1] United Nations.”Buildings and Climate Change: Summary for Decision Makers”; United Nations: New York, NY, USA, 2009; pp. 1–62.

[2] Ramage, M.H.; Burridge, H.; Busse-Wicher, M.; Fereday, G.; Reynolds, T.; Shah, D.U.; Wu, G.; Yu, L.; Fleming, P.; Densley-Tingley, D.; et al. “The Wood from the Trees: The Use of Timber in Construction” *Renew. Sustain. Energy Rev*. 2017,68, 333–359.

[3] J. Poblet-Puig, A. Rodríguez-Ferran. “The role of studs in the sound transmission of double walls”. *Acta Acust. United Acust*., 45, pp. 555-567 (2009).

[4] S. Paul, G. F. Radavelli and A. R. da Silva. “Experimental evaluation of sound insulation of light steel frame façades that use horizontal inter-stud stiffeners and different lining materials”. *Build. Environ*., 94, pp. 829-839 (2015). http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.08.010

[5] V. Hongisto. “Sound insulation of double panels-comparison of existing prediction models” *Acta Acust. United Acust*, 92, pp. 61-78 (2006).

[6] B. H. Sharp. "Prediction Methods for Sound Transmission of Buildings Elements". *Noise Con. Eng. J.*, 11, pp. 53-63 (1978).

[7] INSUL. Software Version 8.0.12. Available online: Https:// www.insul.co.nz/ (accessed on 11 April 2017).

[8] S. Kurra. "Comparison of the models for predicting sound insulation values of multilayered building elements". *Appl. Acoust*, 73, pp. 575–589 (2012). doi:10.1016/j.apacoust.2011.11.008

[9] E. Roque, P. Santos, A. Pereira, "Thermal and sound insulation of lightweight steel framed façade walls", *Science and Technology for the Built Environment*, 25:2, 156-176, (2019) DOI: 10.1080/23744731.2018.1506677

[10] A Pereira, D. Mateus, L. Godinho, O. Gomes, "Avaliação do isolamento acústico de divisórias compostas por painéis de aglomerado de madeira" , Tecniacustica 2023, Cuenca, 18-20 Outubro, 2023.

[11] Standards ISO 10140 (2010). Acoustics. Laboratory measurement of sound insulation of building elements.

MEDICIÓN EN LABORATORIO DEL AISLAMIENTO ACÚSTICO DE VENTANAS CON DISTINTOS TIPOS DE ACRISTALAMIENTO ENTRE 50 Y 5000 Hz

M. A. Navacerrada[1], D. de la Prida[2], D. Caballol[3], A. Díaz-Chyla[1] y A. Pedrero[2]

[1]Grupo de Acústica Arquitectónica, Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Arquitectura
{e-mail: mdelosangeles.navacerrada@upm.es}
{e-mail: alexander.diaz@upm.es}
[2]Grupo de Acústica Arquitectónica, Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Ingeniería y Sistemas de Telecomunicación
{e-mail: daniel.prida@upm.es}
{e-mail: antonio.pedrero@upm.es}
[3]Grupo de Acústica Arquitectónica, Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Edificación
{e-mail: david.caballol@upm.es}

Resumen
El índice de reducción acústica de las ventanas es un factor clave que determina el aislamiento acústico de una fachada. En la actualidad, existe un debate abierto sobre el rango de medición en el que deben ensayarse las prestaciones acústicas de los sistemas de construcción. Los estudios sugieren que ampliar el rango de medición a 50 Hz no representa un cambio de más de 1 dB en las magnitudes acústicas globales. Sin embargo, el debate no debe centrarse únicamente en si estas magnitudes se ven afectadas por la inclusión de las bajas frecuencias, sino también en si éstas representan de manera adecuada la percepción subjetiva de molestia. Se ha demostrado que el ruido de baja frecuencia a través de ventanas es perceptualmente relevante si el aislamiento acústico en estas bandas es bajo en comparación con el aislamiento medio de soluciones similares utilizadas en la construcción europea. En este trabajo se han realizado mediciones de aislamiento en laboratorio en el rango comprendido entre 50 y 5000 Hz para dos ventanas, con y sin cajón de persiana, e incluyendo dos tipos de acristalamiento. Las mediciones de baja frecuencia se han realizado de acuerdo con las normas ISO 10140 y 16283. Se analizan las diferencias en función del procedimiento. También se analiza la forma de la curva de aislamiento a baja frecuencia en función del tipo de ventana y acristalamiento.

Palabras clave: aislamiento acústico, baja frecuencia, ventanas

Abstract
The sound reduction index of windows is a key factor that determines the sound insulation of a façade. Currently, there is open discussion about the measurement range in which the acoustic performance of construction systems should be tested. Studies suggest that extending the measurement range to 50 Hz does not represent a change of more than 1 dB in Single-Number Quantities. However, the discussion should not only focus on whether these magnitudes are affected by the inclusion of the low frequencies,

but also on whether they represent the perception of annoyance. Low frequency noise through windows has been shown to be perceptually relevant if the sound insulation of these bands is low compared to the average insulation of similar solutions used in European construction. In this work, laboratory insulation measurements in the range between 50 and 5000 Hz have been carried out for five windows, with and without a shutter box, and including two glazing types. Low frequency measurements have been performed according to standards ISO 10140 and 16283. Differences depending on the procedure are analyzed. The shape of the low frequency insulation curve depending on the type of window and glazing is also discussed.

Keywords: acoustic insulation, low frequency, windows

PACS nº. 43.55-n, 43.55.Br

1 Introducción

En acústica de edificación hay abierto desde hace varios años un debate sobre la idoneidad de los métodos estandarizados actuales para expresar el aislamiento acústico. No hay evidencias científicas claras sobre si las cantidades globales representan con precisión la molestia percibida por las personas [1]. Gran parte del debate se centra en qué intervalo de frecuencia se debería considerar para expresar este aislamiento, sin que haya consenso sobre si las bandas de baja frecuencia (50, 63 y 80 Hz) deberían o no incluirse [2], [3], [4]. Para tomar una decisión al respecto ha sido importante definir un método de medida repetible y reproducible para estas bandas de baja frecuencia de manera que a lo largo de los años se han desarrollado regulaciones para establecer cómo medir con precisión. En 2015, la nueva norma ISO 16283 para mediciones in situ de aislamiento acústico introdujo un procedimiento específico de baja frecuencia (LF) para medir los niveles de presión sonora y los tiempos de reverberación en bandas de 1/3 de octava por debajo de 100 Hz [5], [6]. El procedimiento de baja frecuencia es obligatorio cuando el volumen de la sala receptora es inferior a 25 m^3.

Los sonidos de baja frecuencia comprenden los producidos por fuentes artificiales como instalaciones industriales o el tráfico [7]. Conseguir un adecuado confort acústico en el interior de las viviendas es una prioridad fundamental para evitar los efectos adversos causados por el ruido y en este sentido, la fachada es fundamental para garantizar un nivel de ruido interno aceptable. La ventana es la parte transparente de la fachada que permite la interacción entre el interior y el exterior, además de permitir la entrada de aire, luz natural, radiación solar y visión bidireccional. Su índice de reducción acústica es un factor clave que determina el aislamiento acústico de la fachada. Con el objetivo de disponer de más información sobre el rendimiento acústico de ventanas a baja frecuencia y cómo afecta esto al cálculo de las magnitudes acústicas globales se han llevado a cabo mediciones de varios tipos de acristalamiento con dos tipos de ventana, una con cajón de persiana integrado y otra sin cajón de persiana. Se ha evaluado el aislamiento en tercio de octava entre 50 y 5000 Hz, a partir de esta información se han calculado los términos de adaptación espectral en los diferentes rangos de frecuencia. Las mediciones se han llevado a cabo en laboratorio, en las cámaras de transmisión horizontal del grupo de Acústica Arquitectónica de la Escuela Técnica Superior de Arquitectura de la Universidad Politécnica de Madrid.

2 Materiales y métodos

2.1 Materiales y montaje

Se escogieron dos ventanas de marco de policloruro de vidrio (PVC), una con cajón de persiana y otra sin cajón de persiana. Las dos ventanas eran de dos hojas, oscilobatientes y de Clase 3 por su permeabilidad al aire de acuerdo con las especificaciones de la norma UNE EN 12207 [8]. Como ventana con persiana se ha escogido una tipo monobloque en la que ambas partes, ventana y cajón de persiana están integradas en un único conjunto. Las hojas de las ventanas tienen dimensiones de 1062 x 441 mm^2 para la ventana con persiana y 1260 x 441 mm^2 para la ventana sin persiana. Y para ambas ventanas el área total de la ventana es de 1,83 m^2.

En este trabajo para cada tipo de ventana se han escogido dos unidades de vidrios aislante: 4(12)4 y 4(12)8. La cifra entre paréntesis indica el espesor de la cámara de aire, las otras cifras indican el espesor de los paneles de vidrio en mm. En el caso de la ventana con cajón de persiana los ensayos se realizaron con la persiana totalmente retraída.

Los ensayos de aislamiento acústico se han llevado a cabo en las cámaras de transmisión horizontal del grupo de Acústica Arquitectónica de la Universidad Politécnica de Madrid y que cumplen con los requisitos de la norma ISO 10140-5 [9] sobre instalaciones de ensayo. El volumen del recinto emisor es de 62 m^3 y el del recinto receptor es de 51 m^3. Las ventanas se montaron en una abertura de 125 cm x 150 cm y una profundidad de 50 cm siguiendo las especificaciones de las normas ISO 10140-1 [10] e ISO 10140-2 [11] para elementos técnicos pequeños.

2.2 Procedimientos de medida y cálculo del aislamiento acústico

Se han llevado a cabo mediciones de aislamiento acústico entre 50 y 5000 Hz según las especificaciones de la norma ISO 10140 en sus partes 2 [11] y 4 [12] siguiendo el procedimiento de micrófono en movimiento continuo.

Para generar el campo sonoro en el recinto emisor se han utilizado dos fuentes sonoras no correladas y funcionando simultáneamente: una fuente omnidireccional Modelo 4196 de Bruel&Kjaer y un amplificador de potencia Modelo 2716 de Bruel&Kjaer y una fuente sonora direccional JBL EON 618S comprobándose que se cumplen los requisitos de planicie espectral. Se utilizan tres posiciones fijas diferentes de los altavoces con el objetivo de conseguir un muestreo adecuado del campo sonoro a baja frecuencia. Para cada posición, los niveles de presión sonora se midieron con dos jirafas giratorias de Bruel&Kjaer Modelo 3923 y un sistema de adquisición de datos PULSE (tipo 3560 C). El radio de barrido de las jirafas es superior a 1 m y con un plano de recorrido inclinado de manera que el micrófono no forme un ángulo inferior a 10º con respecto a cualquier superficie del recinto (pared, suelo o techo). El periodo del recorrido se establece en 64 s. El tiempo de reverberación en el recinto receptor se ha medido mediante el método de ruido interrumpido según la norma UNE EN ISO 3382-2 [13]. Se utilizan tres posiciones de micrófono y una sola posición de fuente y en cada posición de micrófono se registran 2 caídas.

Entre 50 y 100 Hz además del método de laboratorio descrito se utilizó el método específico de baja frecuencia que incluye la norma ISO 16283-1 [14] de medición de aislamiento a ruido aéreo in situ cuando el volumen del recinto es inferior a 25 m^3. Este procedimiento incluye mediciones adicionales de los niveles de presión sonora en las esquinas del recinto que se combinan con los niveles de presión

acústica obtenidos en el centro del recinto. Para este procedimiento las mediciones fueron llevadas a cabo con un micrófono montado sobre un trípode fijo a una distancia de las tres superficies que formaban las esquinas entre 0,3 y 0,4 m y un analizador Modelo 2270 de Bruel&Kjaer. Se midió en las cuatro esquinas de la pared separadora de las cámaras de transmisión horizontal. A partir de estas mediciones el nivel de presión sonora promediado energéticamente en las bandas de 50, 63 y 80 Hz se ha calculado mediante la fórmula (1) que incluye la norma ISO16283:

$$L_{iLF} = 10lg\left[\frac{10^{0,1L_{i,esquina}} + (2 \cdot 10^{0,1L_i})}{3}\right] \quad (1)$$

combinando el valor máximo del nivel de presión sonora medido en las esquinas $L_{i,esquina}$ y el nivel promedio para esa banda de octava por barrido continuo L_i.

A partir de aquí se determina el índice de reducción sonora R en bandas de tercio de octava entre 100 y 5000 Hz solo por el procedimiento de laboratorio y para el intervalo entre 50 y 100 Hz además de por el método de laboratorio, aplicando la expresión (1) al cálculo del nivel de presión sonora promediado energéticamente solo en la sala receptora, L_2, o a las salas receptora, L_2 y emisora L_1. Se ha obtenido también el índice de reducción acústica global R_W y los términos de adaptación espectral C y C_{tr} de acuerdo con la norma ISO 717-1 [15]eso se completa con los términos de adaptación para el rango de frecuencia ampliado entre 50 y 5000 Hz.

3 Resultados y discusión

3.1 Curvas espectrales de aislamieto acústico

En la Figura 1 se muestran las curvas del índice de reducción sonora R para los dos tipos de ventana y para los dos tipos acristalamientos entre 50 y 5000 Hz medidas siguiendo el procedimiento de las normas ISO 10140 para laboratorio.

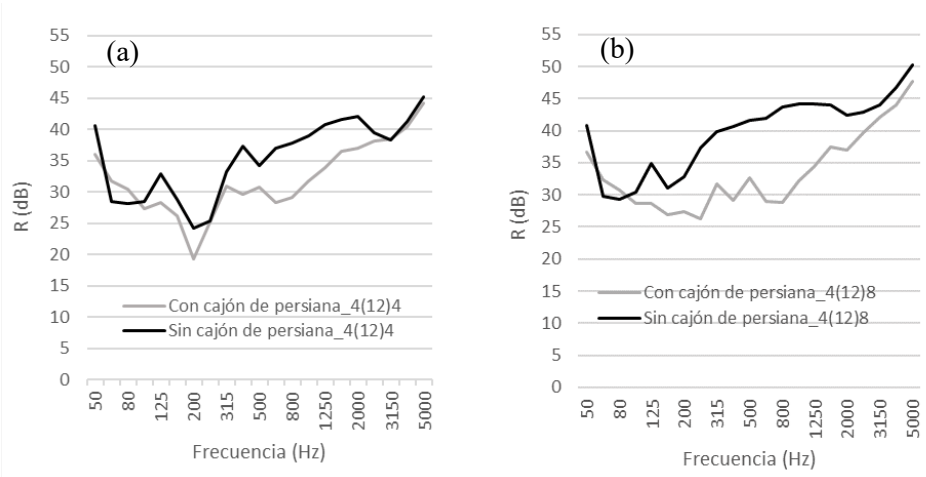


Figura 1. Curvas del índice de reducción sonora R entre 50 y 5000 Hz para los dos tipos acristalamientos (a)4(12)4 y (b)4(12)8 y los dos tipos de ventana, con y sin cajón de persiana. Las mediciones fueron realizadas para todo el rango de frecuencia según el método de laboratorio especificado en las normas ISO 10140.

Los modelos predictivos para el índice de reducción sonora R de paneles delgados simples y dobles indican que a bajas frecuencias el valor de R viene controlado por las resonancias del sistema [16], [17]. Los vidrios, el marco de ventana y el conjunto vidrio y marco de ventana, tienen numerosos modos de vibración fijados por sus dimensiones, su rigidez y su masa por unidad de superficie. Por encima de estas frecuencias el valor de R viene determinado fundamentalmente por la masa. En los vidrios dobles, como es el caso, se confirma un aumento del aislamiento acústico cuando una partición simple se divide en dos paneles separados por una cámara de aire. No obstante, este aislamiento se ve disminuido por las ondas estacionarias que se producen en la cámara de aire a la frecuencia de resonancia masa-aire-masa. Esta frecuencia de resonancia disminuye a medida que aumenta la distancia entre los paneles. De acuerdo con la Figura 1 para los vidrios dobles escogidos con una separación de 12 mm esta frecuencia se situaría alrededor de los 200 Hz.

Las curvas de aislamiento de la Figura 1 muestran que los valores de aislamiento para todas las frecuencias por encima de 100 Hz son menores para los dos acristalamientos para la ventana con cajón de persiana. Este resultado confirma que, en la ventana con persiana, es precisamente el cajón de persiana, como elemento más débil, el que fundamentalmente determina el rendimiento acústico del conjunto. Resultados previos ya publicados confirmaron que el rendimiento acústico que se mide para una ventana depende de su cajón de persiana. Es importante asegurarse de que el cajón de persiana esté bien colocado y tenga el aislamiento lo más alto posible para garantizar las prestaciones acústicas del tipo de acristalamiento elegido [16], [18]. En la Figura 2 se representan las curvas de aislamiento ya presentadas en la Figura 1 pero mostrando juntas para cada ventana las curvas de aislamiento de los dos tipos de acristalamiento.

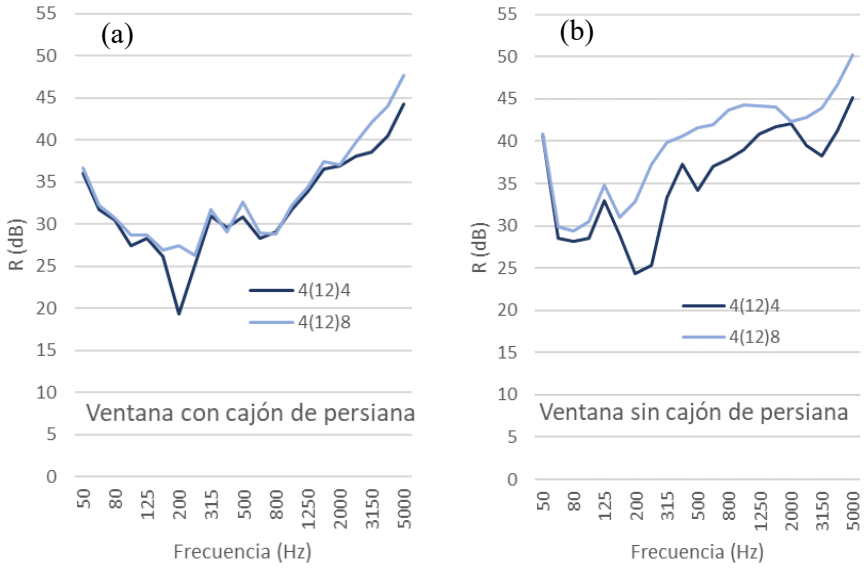


Figura 2. Curvas del índice de reducción sonora R entre 50 y 5000 Hz para los dos tipos acristalamiento, 4(12)4 y 4(12)8, para (a) la ventana con cajón de persiana y (b) la ventana sin cajón de persiana.

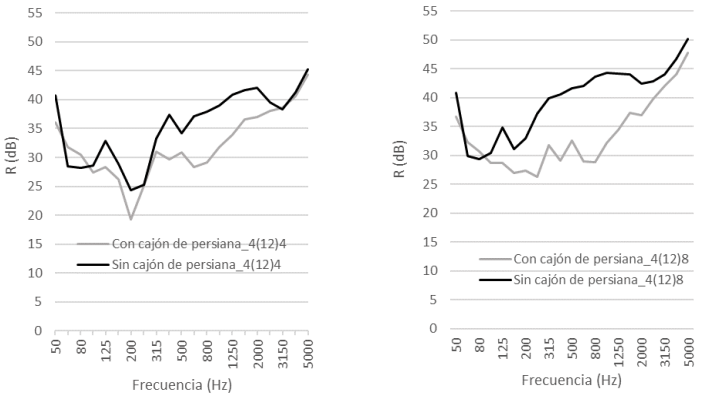
La Figura 2(a) muestra que no hay diferencias importantes en función del tipo de acristalamiento en el caso de la ventana con cajón de persiana. Si se aprecian de manera más clara las resonancias masa-aire-masa para el acristalamiento 4(12)4 así como la frecuencia crítica correspondiente a un panel de vidrio de 4 mm de espesor. Un comportamiento similar, en el que la curva de aislamiento no varía de forma

importante con el acristalamiento se observa en estudios previos para el caso de ventanas correderas [16] que indicaron que el aislamiento acústico de las ventanas depende fundamentalmente de la permeabilidad al aire de las carpinterías. Si hay diferencias según la Figura 2(b) en la curva de aislamiento según el tipo de acristalamiento para la ventana sin cajón de persiana. Los resultados que se han presentado en la Figura 2 se confirman para las dos ventanas para otros tipos de acristalamiento, un análisis detallado de este resultado será objeto de otra publicación. El cálculo del aislamiento en baja frecuencia, para las bandas de 50, 63 y 80 Hz, se ha realizado según lo descrito en el apartado 2.2 por tres procedimientos que se diferencian en el cálculo seguido para el promedio energético de los niveles de presión sonora en los recintos emisor, L_1, y receptor, L_2. En la Figura 3 se muestran las curvas de aislamiento entre 50 y 5000 Hz con el aislamiento a baja frecuencia calculado por los tres procedimientos. La Figura 3 se divide en tres secciones (a), (b) y (c). En la Figura 3(a) se representan las curvas de aislamiento para cada acristalamiento y para los dos tipos de ventana para las bandas de 50, 63 y 80 Hz calculado por el método especificado en las normas ISO 10140 de laboratorio. En la Figura 3(b) para las mismas curvas el aislamiento en las bandas de 50, 63 y 80 Hz se ha calculado aplicando la expresión (1) al promedio energético del nivel de presión sonora solo en la sala receptora, L_2, y en la Figura 3(c) la expresión (1) se aplica al cálculo del nivel promediado de L_1 y L_2.

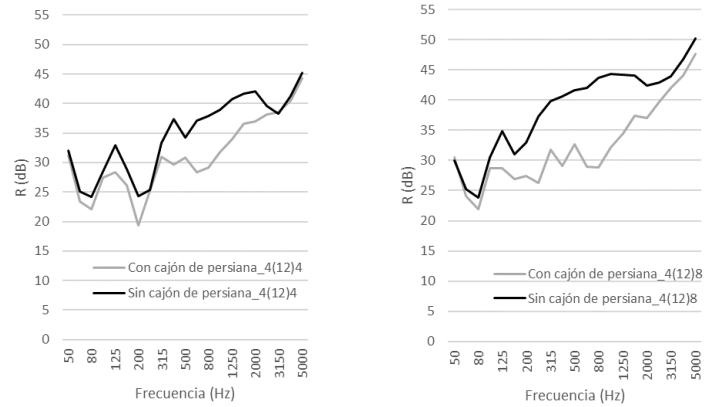
Los valores más bajos de R a baja frecuencia para los dos tipos de ventana y los dos tipos de acristalamiento se obtienen cuando solo el cálculo de L_2 incluye mediciones del nivel de presión sonora en esquinas (ver Figura 3(b)). Cuando se utiliza el procedimiento de laboratorio según la norma ISO 10140, los resultados se presentan en la Figura 3(a), o las mediciones en esquinas se incluyen en el cálculo de los niveles promedio de presión sonora según la expresión (1) tanto para L_1 como para L_2 (ver Figura 3(c)) el valor de R a baja frecuencia para los dos tipos de ventana es similar. Aplicar el método específico de baja frecuencia se traduce, en general en valores del nivel de presión sonora resultantes más altos para un recinto [19]. En este sentido el efecto de este procedimiento específico en una medida de aislamiento a ruido aéreo entre recintos no se traducirá en una caída drástica de aislamiento cuando se aplique al cálculo de L, en ambas, salas emisora y receptora. Los dos niveles, L_1 y L_2, resultarán más altos, pero la diferencia L_1-L_2, término implicado en el cálculo de R se verá menos afectada que si solo se aplica este método al cálculo de L_2. Esta situación es la única posible en la medición de aislamiento a ruido aéreo de fachadas o en aislamiento a ruido de impacto. El aislamiento siempre resultará menor cuando se aplique el procedimiento específico de baja frecuencia ya que solo se aplicará en la sala receptora.

Por otro lado, es importante destacar que cuando el aislamiento acústico en las bandas de 50, 63 y 80 Hz incluye el método específico de baja frecuencia según la norma ISO 16283-1 [14], bien en la sala receptora (para L_2) o bien en las salas receptora y emisora (para L_2 y L_1), el aislamiento acústico resultante es similar para los dos tipos de ventana y para un acristalamiento dado. Esto parece indicar que es el campo sonoro de la sala y sus modos de oscilación, más que las características del elemento constructivo, lo que determina la forma del aislamiento [20], [21].

(a) ISO 10140



(b) L_1 ISO 10140 y L_2 procedimiento ISO 16283



(c) L_1 y L_2 calculados según procedimiento ISO 16283

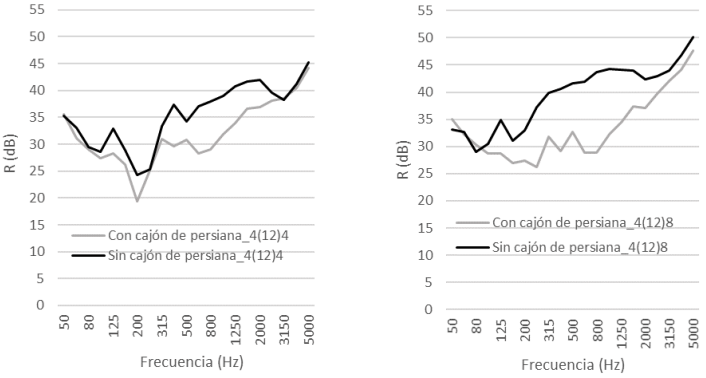


Figura 3. Curvas de aislamiento acústico entre 50 y 5000 Hz para los dos tipos de ventana y los dos tipos de acristalamiento. El rango entre 50 y 100 Hz se muestra calculado por (a) laboratorio según normas ISO 10140, aplicando el método de baja frecuencia (ISO 16283) solo a (b) L_2 o a (c) L1 y L_2.

En el caso del procedimiento de laboratorio, Figura 3(a), llama la atención que resulta menor el aislamiento para los dos tipos de acristalamiento para la ventana sin capialzado. La bajada de aislamiento podría explicarse debido a la existencia de una resonancia que para la ventana sin cajón de persiana se situase por encima de los 50 Hz mientras que para la ventana con cajón de persiana se situase por debajo de esta frecuencia. Los modos de vibración de un panel, entre otros, dependen de cómo se dispongan sus bordes o condiciones de contorno. En este sentido el cajón de persiana podría implicar esta diferencia en las condiciones de contorno de ambos tipos de ventana [16], [22] y en la posición de la resonancia. Una explicación más detallada en este sentido será objeto de otra publicación. A la vista de este resultado, es importante tener en cuenta que elementos con un buen aislamiento por encima de 100 Hz pueden presentar un aislamiento acústico más bajo de lo esperado en el rango de baja frecuencia. Resultados previos de un listening test llevado a cabo con 100 personas sobre la molestia del aislamiento de la baja frecuencia indican que para no tener problema en la percepción subjetiva en estos rangos el aislamiento tiene que mantenerse por encima de unos valores mínimos [23], [24].

3.2 Maganitudes globales

Los índices globales para la evaluación del aislamiento a ruido aéreo están definidos en la norma ISO 717-1 [15] tanto para mediciones llevadas a cabo in situ como en el laboratorio. En este apartado se analizan los resultados de los cálculos del índice de reducción sonora global R_w y de los términos de adaptación espectral C y C_{tr} para los diferentes rangos de frecuencia extendidos establecidos. El rango de frecuencia tradicional para los requisitos de aislamiento acústico en Europa ha sido de 100 a 3150 Hz. También se han calculado para el rango de 50 a 5000 Hz. Para el índice C no se han encontrado diferencias en el valor que se calcula independientemente del rango de frecuencia y procedimiento utilizado. Para el término de adaptación espectral para ruido de tráfico C_{tr} si hay diferencias de 1 o incluso de 2 dB en algún caso. En la Tabla I se muestra el índice global R_w y el término de adaptación espectral C_{tr} para los dos tipos de ventana y los dos tipos de acristalamiento ensayados. Los valores de R_w más altos para los dos acristalamientos corresponden a la ventana sin cajón de persiana. Se indican el valor del índice C_{tr} en el rango por defecto y para el rango extendido de 5 a 5000 Hz para los tres procedimientos de cálculo del aislamiento a baja frecuencia.

Tabla I. Índice global de reducción sonora Rw y término de adaptaciones espectral C_{tr} para los dos tipos de ventana y los dos acristalamientos. El índice de adaptación espectral se ha calculado en el rango de 100 a 3150 Hz y en el rango entre 50 y 5000 Hz para los tres procedimientos de cálculo del aislamiento a baja frecuencia

			ISO 10140	L1 ISO 10140 y L2 ISO 16283	L1 y L2 ISO 16283
	Rw	Ctr(100-3150 Hz)	Ctr(50-5000 Hz)	Ctr(50-5000 Hz)	Ctr(50-5000 Hz)
4(12)4 sin persiana	38	-4	-4	-4	-4
4(12)4 con persiana	33	-3	-3	**-4**	-3
4(12)8 sin persiana	43	-3	**-4**	**-5**	**-4**
4(12)8 con persiana	34	-3	-3	-3	-3

En la Tabla I aparece sombreada la celda de aquellos casos en los que son diferentes los valores de C_{tr} calculados para el rango de 100 a 3150 Hz y para el rango extendido de 50 a 5000 Hz. Para la ventana con cajón de persiana solo para el acristalamiento 4(12)4 el término C_{tr} para el rango de 50 a 5000 Hz es 1 dB menor para el caso en el que solo L_2 es calculado según lo especificado en la norma ISO 16283-1 [14]. Para la ventana sin cajón de persiana el valor de C_{tr} para el acristalamiento 4(12)4 es el mismo independientemente del rango y el método de cálculo del aislamiento. Sin embargo, para el

acristalamiento 4(12)8, con un valor de R_w de 43 dB, el valor más alto, esta diferencia es de 1 dB cuando el método específico de baja frecuencia se aplica a L_1 y L_2 o se utiliza el método de medición de laboratorio y es de 2 dB cuando es solo L_2 el nivel de presión sonora que se calcula siguiendo el método específico de baja frecuencia. Otras publicaciones confirman el resultado de que incluir el rango de baja frecuencia en el cálculo de C_{tr} modifica su valor en 1 ò 2 dB [4], [25]. En este trabajo además se encuentra que la configuración que presenta mayor corrección en el rango extendido cuando es expuesta a ruido de tráfico es la de mayor R_w, la ventana sin cajón de persiana con el vidrio 4(12)8. De nuevo insistir en que este es un aspecto importante ya que un estudio llevado a cabo sobre el efecto del aislamiento acústico de baja frecuencia sobre la percepción subjetiva indica que en la evaluación de la molestia no solo es importante el valor global del aislamiento del elemento ventana sino la forma concreta de la curva espectral de aislamiento acústico a baja frecuencia [23], [24].

4 Conclusiones

En este trabajo se han mostrado resultados de mediciones de aislamiento acústico entre 50 y 5000 Hz de dos tipos de ventana, con y sin cajón de persiana integrado, y dos tipos de unidades de vidrio aislante. Por encima de 100 Hz las mediciones se han llevado a cabo según el método especificado en las normas de laboratorio. En el rango de baja frecuencia, bandas de 50, 63 y 80 Hz se han llevado a cabo mediciones según los procedimientos especificados en las normas de laboratorio y también se han seguido el método específico de baja frecuencia incluidos en las normas de medición in situ de aislamiento dando lugar a tres procedimientos de cálculo del aislamiento entre 50 y 100 Hz.

Por encima de 100 Hz el aislamiento de la ventana sin cajón de persiana es el esperado, mayor que el de la ventana con cajón de persiana y dependiente del tipo de acristalamiento. En el caso de la ventana con cajón de persiana, el cajón como elemento más débil es el que controla el aislamiento del elemento y el comportamiento es muy similar para los dos tipos de acristalamiento. En el rango de baja frecuencia, entre 50 y 100 Hz, el menor aislamiento se obtiene cuando el método específico de baja frecuencia con mediciones en esquinas se aplica solo al cálculo de L_2. Esto es importante considerando que en las mediciones in situ del aislamiento a ruido aéreo de la fachada es obligatorio el método específico de baja frecuencia para L_2 si el recinto receptor tiene un volumen inferior a 25 m^3, mientras que L_1 se mide a 2 m de la fachada. Por otro lado, en la ventana sin capialzado con el acristalamiento 4(12)8 y con un valor de R_w de 43 dB, la caída de aislamiento en baja frecuencia es mayor que el de la ventana con cajón de persiana cuando el procedimiento es el que recoge la norma de laboratorio, método habitual de medida utilizado por los fabricantes. Los modos de vibración, dependientes entre otros, de las condiciones de contorno del elemento, puede ser los responsables de esta caída de aislamiento. Esto puede contribuir a una percepción subjetiva de molestia a través del elemento que conviene tener en cuenta y que no se ve reflejado en la magnitud global que habitualmente indica el fabricante.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por el Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades a través del proyecto RTI2018-094656-B-I00.

Referencias

[1] B. Rasmussen and J. H. Rindel, Sound insulation between dwellings - Descriptors applied in building regulations in Europe, *Applied Acoustics* 71(3), 171–180, 2010. doi: 10.1016/j.apacoust.2009.05.002.

[2] J. Holger Rindel, A comment on the importance of low frequency airborne sound insulation between dwellings, *Acta Acustica united with Acustica* 103(1), 164–168, 2017. doi: 10.3813/AAA.919042.

[3] V. Hongisto, D. Oliva, and J. Keränen, Subjective and objective rating of airborne sound insulation - living sounds, *Acta Acustica united with Acustica* 100(5), 848–863, 2014. doi: 10.3813/AAA.918765.

[4] F. Ljunggren and C. Simmons, Airborne sound insulation between dwellings, from 50 vs. 100 Hz – A compilation of Swedish field surveys, *Applied Acoustics* 133, 58–63, 2018. doi: 10.1016/j.apacoust.2017.12.017.

[5] C. Hopkins, Revision of international standards on field measurements of airborne, impact and facade sound insulation to form the ISO 16283 series, *Build Environ* 92, 703–712, 2015. doi: 10.1016/j.buildenv.2015.05.043.

[6] C. Hopkins and P. Turner, Field measurement of airborne sound insulation between rooms with non-diffuse sound fields at low frequencies, *Applied Acoustics* 66(12), 1339–1382, 2005. doi: 10.1016/j.apacoust.2005.04.005.

[7] C. Baliatsas, I. van Kamp, R. van Poll, and J. Yzermans, Health effects from low-frequency noise and infrasound in the general population: Is it time to listen? A systematic review of observational studies, *Science of the Total Environment* 557–558, 163–169, 2016. doi: 10.1016/j.scitotenv.2016.03.065.

[8] UNE EN 12207: 2017. Ventanas y puertas. Permeabilidad al aire. Clasificación.

[9] ISO 10140-5: 2021. Acoustics. Laboratory measurement of sound insulation of building elements. Part 5: Requirements for test facilities and equipment.

[10] ISO 10140-1: 2021. Acoustics. Laboratory measurement of sound insulation of building elements. Part 1: Application rules for specific products.

[11] ISO 10140-2: 2021. Acoustics. Laboratory measurement of sound insulation of building elements. Part 2: Measurement of airborne sound insulation.

[12] ISO 10140-4: 2021. Acoustics. Laboratory measurement of sound insulation of building elements. Part 4: Measurement procedures and requirements.

[13] ISO 3382-2: 2008. Acoustics. Measurement of room acoustic parameters. Part 2: Reverberation time in ordinary rooms.

[14] ISO 16283-1: 2014. Acoustics. Field measurement of sound insulation in buildings and of buildings elements. Part 1: Airborne sound insulation.

[15] ISO 717-1: 2020. Acoustics. Rating of sound insulations in buildings and of building elements. Part 1: Airborne sound insulation.

[16] C. Díaz and A. Pedrero, An experimental study on the effect of rolling shutters and shutter boxes on the airborne sound insulation of windows, *Applied Acoustics* 70(2), 369–377, 2009. doi: 10.1016/j.apacoust.2008.03.003.

[17] A. J. B. Tadeu and D. M. R. Mateus, Sound transmission through single, double and triple glazing. Experimental evaluation, *Applied Acoustics* 62(3), 307–325, 2001. doi: 10.1016/S0003-682X(00)00032-3.

[18] F. Asdrubali and C. Buratti, Sound intensity investigation of the acoustics performances of high insulation ventilating windows integrated with rolling shutter boxes, *Applied Acoustics* 66(9), 1088–1101, 2005. doi: 10.1016/j.apacoust.2005.02.001.

[19] M. A. Navacerrada, D. de La Prida, A. Pedrero, D. Caballol, A. Díaz-Chyla, and J. Pinilla, Study on the convenience of performing façade insulation measurements using the low-frequency

procedure in rooms with a volume above 25 m^3, *Proceedings of the Euronoise 2021*, Madeira, Portugal (on line), October 2021.
[20] C. Soussi, M. Aucejo, W. Larbi, and J. F. Deü, Numerical analyses of the sound transmission at low frequencies of a calibrated Insulating Glazing Unit, *Applied Acoustics* 179(3), 108065, 2021. doi: 10.1016/j.apacoust.2021.108065.
[21] W. A. Utley, Single leaf transmission loss at low frequencies, *Journal of Sound and Vibrations* 8(2), 256–261, 1968.
[22] W. A. Utley, and B. L. Fletcher, Influence of edge conditions on the sound insulation of windows, *Applied Acoustics* 2(2), 131–136, 1969.
[23] D. de la Prida, M. A. Navacerrada, A. Pedrero, L. A. Azpicueta-Ruiz, and D. Caballol, La influencia de la baja frecuencia del aislamiento acústico de ventanas en la molestia percibida frente a estímulos urbanos, *Proceedings de Tecniacústica 2023*, Cuenca 2023.
[24] D. de la Prida, M. Á. Navacerrada, M. Aguado-Yáñez, L. A. Azpicueta-Ruiz, A. Pedrero, and D. Caballol, The Relevance of the Low-Frequency Sound Insulation of Window Elements of Façades on the Perception of Urban-Type Sounds, *Buildings* 13(10), 2561, 2023. doi: 10.3390/buildings13102561.
[25] C. Scrosati *et al.*, Uncertainty of facade sound insulation by a Round Robin Test. Evaluations of low-frequency procedure and single numbers, *Build Environ* 105, 253–266, 2016. doi: 10.1016/j.buildenv.2016.06.003.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EVALUACIÓN ACÚSTICA DE RESTOS DE PODA DE OLIVO AGLOMERADOS CON CAL HIDRÁULICA

Montava Belda, Isaac[1], Segura Alcaraz, Jorge[1], Juliá Sanchis, Ernesto[1], Gadea Borrell, José María[1]

[1]Universitat Politècnica de València
{ismonbel@mcm.upv.es, jsegura@mcm.upv.es, erjusan@mes.upv.es, jmgadea@mes.upv.es}

Resumen
Dada la creciente preocupación por la gestión de residuos agrícolas, se busca proporcionar un valor adicional a los residuos de poda de olivo, beneficiando tanto a los agricultores como al medio ambiente. Este estudio presenta los resultados de la evaluación de las capacidades de absorción acústica y aislamiento acústico obtenidos al utilizar restos de poda aglomerados con cal hidráulica.
El empleo de cal hidráulica no solo mejora la resistencia al fuego de los paneles, sino que también promueve el uso de un material sostenible. Se obtienen muy buenos resultados en los ensayos de absorción acústica en ciertos rangos de frecuencia.

Palabras clave: Poda de olivo, cal hidráulica, propiedades acústicas.

Abstract
Given the growing concern about agricultural waste management, we seek to provide additional value to olive pruning waste, benefiting both farmers and the environment.
This study presents the results of the evaluation of the acoustic absorption and acoustic insulation capacities obtained by using pruning waste agglomerated with hydraulic lime.
The use of hydraulic lime not only improves the fire resistance of the panels, but also promotes the use of a sustainable material. Very good results are obtained in acoustic absorption tests in certain frequency ranges.

Keywords: Olive pruning, hydraulic lime, acoustic properties.

PACS 43.20.-f, PACS 43.15.+s

1 Introducción

La poda del olivo genera gran cantidad de residuos que tradicionalmente se han quemado en el mismo terreno donde se realiza la poda. Su eliminación es necesaria para evitar pudriciones y enfermedades en las fincas agrícolas. La creciente concienciación por el medio ambiente y una normativa más restrictiva obliga a la eliminación por otros medios para evitar incendios forestales.

Se trabaja en la producción de energía con la creación de biomasa o pellets [1][2][3]. Otra alternativa que puede ayudar a valorizar los productos agrícolas es la creación de tableros con propiedades acústicas o bloques de construcción que sustituyan otros productos más contaminantes.

Es necesario destacar los trabajos realizados por Marcelotta et alt. para el aprovechamiento de residuos de poda de olivo como absorbentes acústicos [4][5]. El uso de huesos de oliva y otras frutas como material con buen comportamiento acústico ha sido estudiado en otras investigaciones [6].
Otros estudios se centran en la utilización de la matriz de cal como aglutinante capaz de proporcionar buen comportamiento acústico a partir de residuos de fibras de cáñamo [7][8]. Se han estudiado gran variedad de composites de matriz cerámica, a la cual se le añaden aditivos reciclados y naturales [9].
Estudios recientes [10] han demostrado una alta capacidad para producir este tipo de tableros con un adhesivo como el poliuretano monocomponente, siendo un material inflamable y poco sostenible. A diferencia de las hojas de olivo procedente de la almazara, los restos de poda de olivo tienen mayor cantidad leñosa.

Es necesario el estudio de conglomerantes naturales como materiales cerámicos tipo cal o cemento [11]. La cal hidráulica ha sido un material muy utilizado en las zonas de terreno calizo, como las montañas de Alicante, en las que de forma tradicional se producía cal de muy buena calidad, con buena capacidad antifúngica y antibacteriana, además de tener una buena resistencia contra el fuego. La cal hidráulica es una mezcla de óxido de calcio más silicatos y aluminatos cálcicos (arcillas). Mientras la parte del óxido se comporta como una cal aérea, la parte de los silicatos y aluminatos reacciona cuando se mezcla con agua, dando lugar a silicatos y aluminatos cálcicos hidratados.

El principal problema de las fibras naturales es su carácter hidrofílico. Existen tratamientos que reducen la hidrofilidad y mejoran la interacción matriz-refuerzo, dos de ellos son el tratamiento alcalino y el tratamiento con agentes silanos [12]. Hay tratamientos como el alcalino en fibras y materias naturales que han dado muy buenos resultados [13]. El uso de matrices cerámicas como el yeso mejoran el comportamiento mecánico y protege fibras naturales como el yute. [14].

Esta investigación presenta una solución para aprovechar los restos de poda de olivo a través de la creación de tableros acústicos con matriz de cal hidráulica, obteniendo un producto aplicable en la industria de la construcción, empleando un recurso renovable para promover la sostenibilidad en un sector que consume grandes cantidades de materias primas. Los resultados muestran variados niveles de absorción y aislamiento acústico según la densidad del panel. Los paneles alcanzan niveles de absorción acústicos cercanos a 0,9 con amplios rangos de frecuencia, entre 500 y 1600 Hz, mientras que el aislamiento supera los 12 dB.

2 Materiales

Se han utilizado restos de poda de olivo (Olea europea) que se realiza entre los meses de noviembre y abril, mezclados con cal hidráulica. Los restos de poda se dejan secar durante 15 días a 25ºC y humedad del 20%. Después se trituran con una trituradora convencional, y son pasados por diferentes tamices para obtener una materia prima homogénea fácil de reproducir. La materia prima se seleccionó por tamaños entre los tamices de 3,15 mm y 16 mm., eliminando la materia prima que no se encontraba entre dichos tamices, por ser demasiado gruesa o demasiado fina. (Figura 1).



Figura 1 - Matiz con poda de olivo que ha pasado.

Se realizaron diferentes mezclas y proporciones con cal muerta, mortero de cal, o cal viva para obtener el porcentaje de mezcla idónea.



Figura 2 - Diferentes mezclas realizadas.

Finalmente, se obtuvieron las probetas añadiendo cola blanca a la mezcla para permitir una correcta cohesión. Para obtener las probetas para los ensayos acústicos se utilizó la misma proporción inicial de materia con diferentes prensados en un molde circular, obteniendo distintos espesores y distintas densidades. Se obtuvieron cuatro densidades diferentes. La proporción utilizada en todas las muestras fue de 1/3 de poda de olivo, 1/6 de agua, 1/3 de cal hidráulica y 1/6 de cola blanca. La figura 3 muestra las probetas de poda de olivo utilizadas para el ensayo ordenadas de mayor a menor espesor.



Figura 3 - Muestras compactas obtenidas de diferente densidad.

En la tabla 1 se indican las características y dimensiones de las muestras utilizadas.

Tabla 1 - Probetas para la caracterización acústica

	Espesor	Diámetro	Peso	Densidad
	[mm]	[mm]	[kg]	[kg/m^3]
OC1	15	100	0,102	866,24
OC2	20	100	0,104	662,42
OC3	30	100	0,106	450,11
OC4	40	100	0,099	315,29

3 Métodos

Los coeficientes de absorción y aislamiento acústico en el rango de frecuencias de 214,5 Hz a 1716 Hz se obtienen utilizando un tubo de impedancia acústica con un diámetro interior de 100 mm y una separación entre micrófonos de 80 mm. Para evaluar la absorción y el aislamiento acústico, se siguen las normas ISO 10534-2 y ASTM E2611-09, respectivamente. Las presiones acústicas se miden con dos micrófonos (modelo 40AO de G.R.A.S.) y se registran mediante una tarjeta de adquisición de datos (NI-9234). La entrada analógica se controla y los datos se procesan utilizando la DAQ Toolbox de MATLAB.
La absorción acústica α, en el rango de frecuencia estudiado, se obtiene a partir del coeficiente de reflexión r. (Figura 4).

$$\propto = 1 - |r|^2 \quad (1)$$

$$r = \frac{H_{12} - H_i}{H_R - H_{12}} \cdot e^{2jk_o x_1} \quad (2)$$

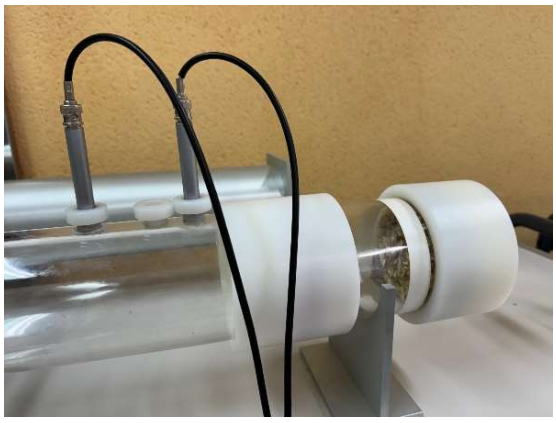


Figura 4 - Tubo de impedancia con montaje de absorción acústica.

El aislamiento acústico (dB) se obtiene a partir de la potencia acústica transmitida Wt y la potencia acústica incidente Wi. (Figura 5).

$$TL = 10 \log_{10}(\frac{W_i}{W_t}) \quad (3)$$

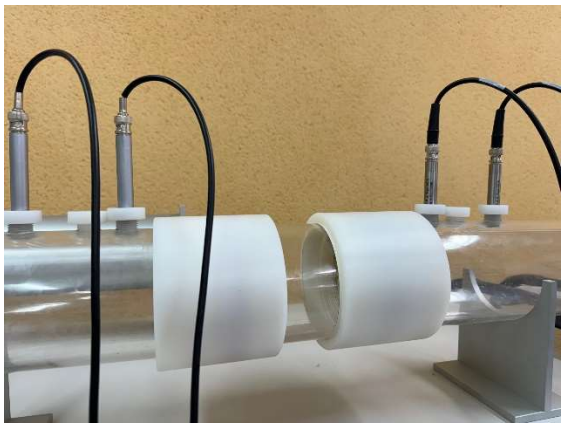


Figura 5 - Tubo de impedancia con montaje de aislamiento acústico.

4 Resultados

Los ensayos de absorción acústica revelan que todas las probetas alcanzan sus picos de absorción entre 600 y 1600 Hz. La mayor absorción se registra con un espesor de 20 mm y una densidad de 662,42 kg/m^3, alcanzando un valor de 0,95 a 1200 Hz. Las otras probetas muestran una absorción acústica menor.

La comparación de los resultados obtenidos con las probetas realizadas en las investigaciones previas [10] muestran una clara diferencia en el comportamiento, obteniendo una absorción acústica más amplia a diferentes frecuencias, especialmente entre 1000 y 1600 Hz.

Con un adhesivo como el poliuretano se obtiene un pico de absorción a una determinada frecuencia, mientras que la cal la curva es más ancha. Es detacable el mejor comportamiento de la probeta OC2, sin ser la menos densa, tiene una mayor absorción, concluyendo que es la densidad idónea para la mayor absorción del material. (Figura 6).

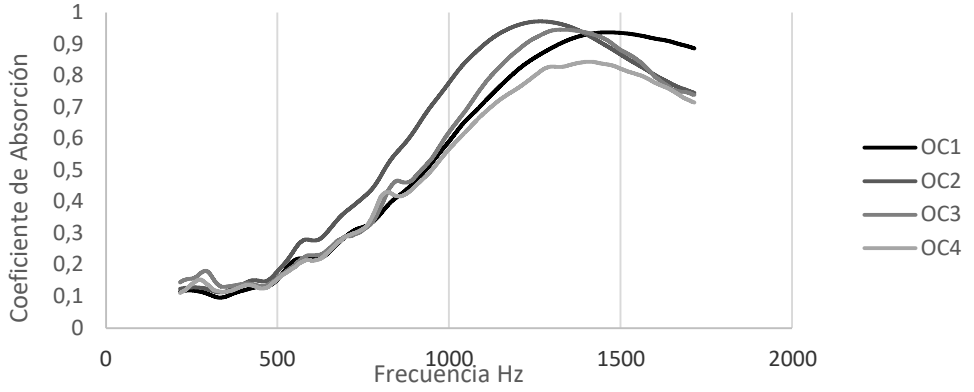


Figura 6 - Absorción Acústica.

En cuanto al aislamiento acústico, se observa un efecto parecido a la absorción acústica, siendo la probeta OC2 la que mejores resultados se obtienen. Los resultados indican que las muestras con espesor de 20mm., y densidades de 662.42 kg/m^3, presentan valores de aislamiento entre 2 y 9 dB en el rango de frecuencias de 500 a 1700 Hz. (Figura 7).

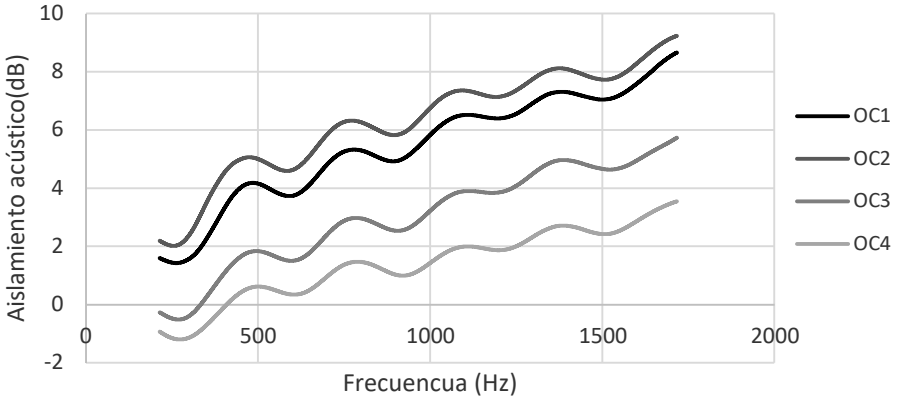


Figura 7 - Transmisión acústica.

5 Conclusiones

La poda del olivo es un recurso renovable y económico, cuyo uso y reutilización disminuyen el consumo de energía y materias primas. Tradicionalmente se ha quemado en los mismos terrenos donde se realiza la poda, pero en la actualidad se tiende a eliminar de otras formas para evitar el riesgo de incendios forestales. Por otro lado, la cal es un producto muy utilizado tradicionalmente con buenas propiedades ignífugas, fungicidas y absorbe el CO_2.

Los resultados de este estudio confirman la efectividad de los paneles para el acondicionamiento acústico de salas y el aislamiento acústico en ciertos rangos de frecuencia, con una buena resistencia al fuego.

La adhesión entre la materia prima de la poda de olivo y la cal hidráulica no obtuvo buenos resultados, por ello se utilizó un porcentaje de cola blanca para conseguir una correcta adherencia.

Por otro lado, el lento secado de la cal es un importante inconveniente que hay que tener en cuenta, ya que es necesario dejar secar el producto durante unos 15 días para asegurar su correcto secado.

Para investigaciones futuras, es esencial evaluar el aislamiento térmico y la resistencia al fuego de estos materiales y considerar la incorporación de otras matrices cerámicas a la estructura del panel.

Agradecimentos

Los autores agradecen la publicación de este trabajo a la Conselleria d'Innovació, Universitats, Ciència i Societat Digital de la Generalitat Valenciana que ha financiado el Proyecto OLIPANEL para grupos de investigación emergentes.

6 Referencias

[1] D. J. Oldham, C. A. Egan, and R. D. Cookson, “Sustainable acoustic absorbers from the biomass” Applied Acoustics, 2011, doi: 10.1016/j.apacoust.2010.12.009.

[2] M. Mohammadi, E. Taban, W. H. Tan, N. Bin Che Din, A. Putra, and U. Berardi, “Recent progress in natural fiber reinforced composite as sound absorber material” Journal of Building Engineering, vol. 84. 2024. doi: 10.1016/j.jobe.2024.108514.

[3] S. M. Yakout and G. Sharaf El-Deen, “Characterization of activated carbon prepared by phosphoric acid activation of olive stones” Arabian Journal of Chemistry, 2016, doi: 10.1016/j.arabjc.2011.12.002.

[4] F. Martellotta, A. Cannavale, V. De Matteis, and U. Ayr, “Sustainable sound absorbers obtained from olive pruning wastes and chitosan binder” Applied Acoustics, 2018, doi: 10.1016/j.apacoust.2018.06.022.

[5] A. Ferrandez-Garcia, M. T. Ferrandez-Garcia, T. G. Ortuño, F. Mata-Cabrera, and M. Ferrandez-Villena, “Analysis of the Manufacturing Variables of Binderless Panels Made of Leaves of Olive Tree (Olea europaea L.) Pruning Waste” Agronomy, vol. 12, no. 1, 2022, doi: 10.3390/agronomy12010093.

[6] Segura Alcaraz, Jorge Gabriel; Montava-Belda, Isaac; Juliá Sanchis, Ernesto; Gadea Borrell, José Mª., “Acoustic and thermal properties of panels made of fruit stones waste with coconut fibre” Construction and Building Materials, 2024.

[7] O. Kinnane, A. Reilly, J. Grimes, S. Pavia, and R. Walker, “Acoustic absorption of hemp-lime construction,” Constr Build Mater, 2016, doi: 10.1016/j.conbuildmat.2016.06.106.

[8] F. Asdrubali, S. Schiavoni, and K. V. Horoshenkov, “A review of sustainable materials for acoustic applications” Building Acoustics. 2012. doi: 10.1260/1351-010X.19.4.283.

[9] J. Benavent Hinrichs; Montava Belda, Isaac; Juliá Sanchis, Ernesto; Gadea Borrell, José Mª; Segura Alcaraz, Jorge Gabriel; Nadal Gisbert, A. V. “Comportamiento mecánico de materiales de mortero de cal reforzados con fibras naturales”V Congreso I+D+i Campus de Alcoi. Creando sinergias. 2017

[10] Juliá Sanchis, Ernesto; Montava-Belda, Isaac; Segura Alcaraz, Jorge Gabriel; Gadea Borrell, José María. “Evaluación acústica de paneles fabricados con hojas de olivo aglomerados con matriz polimérica” TECNIACÚSTICA 2023. 54º Congreso Español de Acústica. XIII Encuentro Ibérico de Acústica y el International Symposium on Acoustics in Biomedical Engineering. 2023.

[11] Nadal Gisbert, A., Gadea Borrell, José Mª, Parres Garcia, F., Juliá Sanchis, E, Crespo Amorós, J.E., Segura Alcaraz, J., Salas Vicente, F., (2013). “Analysis behaviour of static and dynamic properties of Ethylene-Propylene-Diene-Methylene crumb rubber mortar” en Construction and Building Materials, vol 50, p 671-682.

[12] ORUE, E., JAUREGI, A., UNSUAIN, U., LABIDI, J., ECEIZA, A., ARBELAIZ, A., (2016). “The effect of alkaline and silane treatments on mechanical properties and breakage of sisal fibers and poly(lactic acid)/sisal fiber composites” en Materials + Technologies Part A, p 186-195.

[13] CASTRO, C., PALENCIA, A., GUTIÉRREZ, I., VARGAS, G., GAÑÁN, P., (2007). “Determination of optimal alkaline treatment conditions for fique fiber bundles as reinforcement of composites materials” en Revista Técnica de la F.de I. U.de Zulia, vol 30, nº 2, p 136-142.

[14] Segura Alcaraz, Jorge Gabriel; Montava-Belda, Isaac; Juliá Sanchis, Ernesto; Gadea Borrell, José Mª. (2019) “Mechanical properties of plaster reinforced with jute fabrics”. Composites Part B Engineering (178)1 - 6. 10.1016/j.compositesb.2019.107390.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PROPIEDADES ACÚSTICAS DE PANELES DE HOJAS DE NARANJO TRITURADAS CON AGLUTINANTE NATURAL

Juliá Sanchis, Ernesto[1], Montava Belda, Isaac[1], Segura Alcaraz, Jorge[1], Gadea Borrell, José María[1]

[1]Universitat Politècnica de València
{erjusan@mes.upv.es, ismonbel@mcm.upv.es, jsegura@mcm.upv.es, jmgadea@mes.upv.es}

Resumen

Actualmente existe una tendencia a utilizar materiales naturales en aplicaciones para aislamiento y acondicionamiento acústico. En esta línea se realiza este trabajo en el que se fabrica un material a partir de la mezcla del residuo generado en la poda del naranjo con un aglutinante natural, concretamente la lignina.

En este trabajo se pretende fabricar materiales fonoabsorbentes naturales con las hojas trituradas del naranjo y lignina como adhesivo para evaluar su capacidad de absorción del sonido mediante el ensayo basado en el método del tubo de impedancia acústica.

Los resultados indican que estos nuevos materiales presentan una capacidad significativa de absorción del sonido en ciertos rangos de frecuencia, lo que los hace aptos como materiales acústicos para ciertas aplicaciones, especialmente relacionadas con la acústica arquitectónica.

Palabras clave: absorción acústica, panel acústico, naranjo, lignina.

Abstract

Currently there is a trend to use natural materials in applications for acoustic insulation and acoustic conditioning. This work is carried out in this line in which a material is manufactured from the mixture of the waste generated in the pruning of the orange tree with a natural binder, specifically lignin.

This work aims to manufacture natural sound-absorbing materials with crushed orange leaves and lignin as an adhesive to evaluate their sound absorption capacity through testing by the method based on the acoustic impedance tube.

The results indicate that these new materials have a significant sound absorption performance at certain frequencies, which makes them suitable as acoustic materials for some applications, especially related to architectural acoustics.

Keywords: sound absorption, acoustic panel, orange tree, lignin.

PACS 43.20.-f, PACS 43.15.+s

1 Introducción

Los problemas de contaminación acústica en las viviendas y en los espacios de trabajo se están convirtiendo en un problema común en las sociedades avanzadas y supone un aspecto a tener en cuenta en los problemas de salud [1]. Por este motivo se deben contemplar las cada vez más exigentes normativas que regulan los niveles máximos de ruido permitidos [2].

La utilización de materiales naturales y reciclados para aplicaciones acústicas es una práctica creciente entre los investigadores con el objetivo de, por un lado, reutilizar un residuo y, por otro, fabricar un panel fonoabsorbente para reducir el sonido.

Es amplia la gama de materiales naturales que se han investigado para evaluar su capacidad absorbente o aislante del sonido, destacando como trabajos más recientes los realizados por investigadores que han propuesto materiales naturales para aplicaciones acústicas [3][4][5][6].

Algunos de estos materiales tienen una estructura fibrosa por estar fabricados a partir de distintos tipos de fibras naturales [7] y se utilizan en aplicaciones acústicas y térmicas [8]. Otros materiales provienen de los residuos de la poda de árboles frutales [9][10][11].

En cuanto a los materiales que se utilizan como adhesivos, en este estudio se emplea la lignina por ser un material de origen natural [12][13].

En este trabajo se investiga el comportamiento acústico, a partir de la determinación del coeficiente de absorción acústica [14] y del factor de pérdidas por transmisión [15], de un nuevo material fabricado a partir de hojas de naranjo trituradas mezcladas con lignina como adhesivo natural.

2 Materiales

2.1 Hojas de naranjo

La naranja es un cultivo bastante extendido en el área mediterránea y su producción genera residuos provenientes de la poda del naranjo. Aunque la poda de este árbol no es obligatoria, sí es recomendable para optimizar las cosechas (Figura 1).

Esta actividad da lugar a una gran cantidad de ramas y hojas que normalmente se dejan secar y terminan quemándose, siendo la quema del residuo una actividad cada vez más regulada y, en muchos casos, prohibida por las administraciones debido al peligro de incendio que conlleva.

En este trabajo se propone la reutilización de la hoja del naranjo para la fabricación de materiales que pueden ser empleados para absorber el sonido.



Figura 1 – Hojas de narajo en el molde cilíndrico.

2.2 Lignina

La lignina es un adhesivo de base fenólica [16]. Este material natural se ha utilizado como adhesivo aplicado a las maderas [17][18].

Se trata de un adhesivo ecológico obtenido a partir del procesado de tableros de madera de eucalipto por vía húmeda. Con ello se generan grandes cantidades sobrantes de agua con extractos de dicha madera, concentrando el agua por medios físicos y consiguiendo un adhesivo de origen 100% natural. En concreto, es un adhesivo de lignina procedente de la empresa Betanzos HB.



Figura 2 – Lignina.

3 Fabricación de las muestras

Se han preparado seis muestras de sección circular, de 40 mm de diámetro, para el ensayo en el tubo de impedancia acústica. Estas muestras se han preparado a partes iguales en porcentaje de hoja de naranjo triturada y adhesivo. Esta mezcla se vierte en los moldes cilíndricos que muestra la Figura 3.



Figura 3 – Hojas de narajo trituradas y lignina en los moldes.

Posteriormente se utiliza una prensa UNICRAFT modelo WPP 50 E para obtener las muestras de ensayo con distintos espesores y densidades (Figura 4).



Figura 4 – Prensa para la fabricación de las muestras.

Una vez prensadas las muestras se dejan secar dentro del molde y el resultado se muestra en la Figura 5.



Figura 5 – Muestras obtenidas para su caracterización acústica.

La Tabla 1 resume las características de las muestras fabricadas.

Tabla 1 – Características físicas de las muestras fabricadas.

Muestras	Espesor (mm)	Densidad (kg/m^3)
Muestra 1	10	993
Muestra 2	20	596
Muestra 3	30	398
Muestra 4	40	298,4
Muestra 5	50	238,7
Muestra 6	60	198,9

Se ha determinado la densidad con la ecuación 1:

$$\rho = \frac{m}{V} \tag{1}$$

Siendo ρ, la densidad (kg/m^3); m, la masa (kg) y V volumen (m^3).

4 Método de ensayo

En este apartado se describen los dos ensayos acústicos para determinar el coeficiente de absorción acústica y el factor de pérdidas por transmisión, relacionados con el acondicionamiento y el asilamiento acústico, respectivamente.

La Tabla 2 describe el equipamiento necesario para la determinación de estos dos parámetros.

Tabla 2 – Equipos utilizados para el ensayo del coeficiente de absorción acústica y sus características.

Equipo	Características
Tubo de impedancia acústica.	Tubos de 40 mm de diámetro. Separación entre micrófonos de 3 cm. Rango de frecuencia entre 430 Hz y 3800 Hz.
Altavoz	Motor compresor Modelo CP-800/TI. Rango de 500 a 20 000 Hz.
2 micrófonos (coeficiente de absorción). 4 micrófonos (factor de pérdidas por transmisión)	Micrófonos de campo libre Bruel&Kjaer modelo 4189-A-021 con preamplificador tipo 2671.
Tarjeta de adquisición de datos	Tarjeta National Instruments modelos NI 9233.
Software MATLAB	Versión 2023

4.1 Coeficiente de absorción acústica

Para evaluar la capacidad de absorción del sonido que tienen estos nuevos materiales, se realiza el ensayo de determinación del coeficiente de absorción acústica basado en el método del tubo de impedancia acústica con un altavoz, dos micrófonos, una tarjeta de adquisición de datos y una función en MATLAB. Para ello se siguen las recomendaciones de la normativa UNE EN 10534-2. La Figura 6 muestra el esquema del equipo necesario para este ensayo.

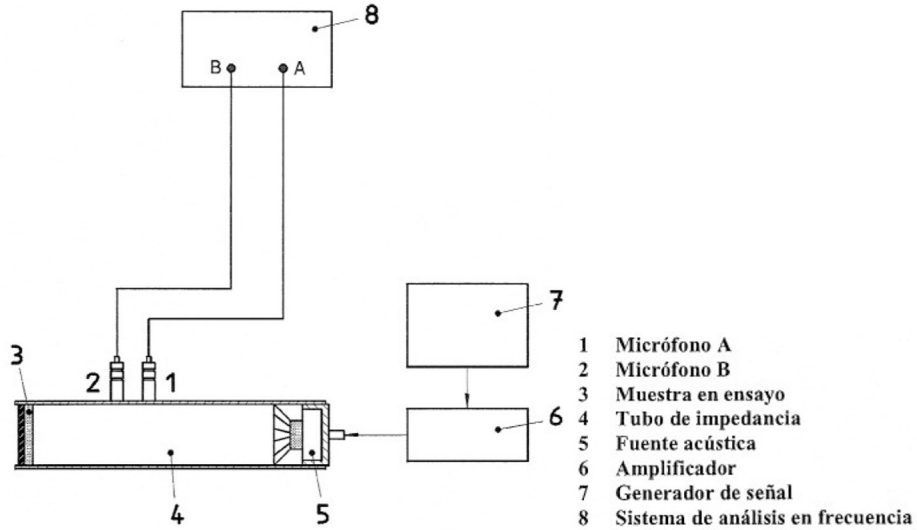


Figura 6 – Esquema del equipo de medida según la normativa UNE-EN ISO 10534-2.

4.2 Factor de pérdidas por transmisión

Para evaluar la capacidad de aislamiento del sonido que tienen estos nuevos materiales, se realiza el ensayo de determinación del factor de pérdidas por transmisión (STL, Sound Transmission Loss) basado en el método del tubo de impedancia acústica con un altavoz, cuatro micrófonos, una tarjeta de adquisición de datos y una función en MATLAB. Para ello se aplica la normativa ASTM E2611 - 09. La Figura 7 muestra el esquema del equipo necesario para este ensayo.

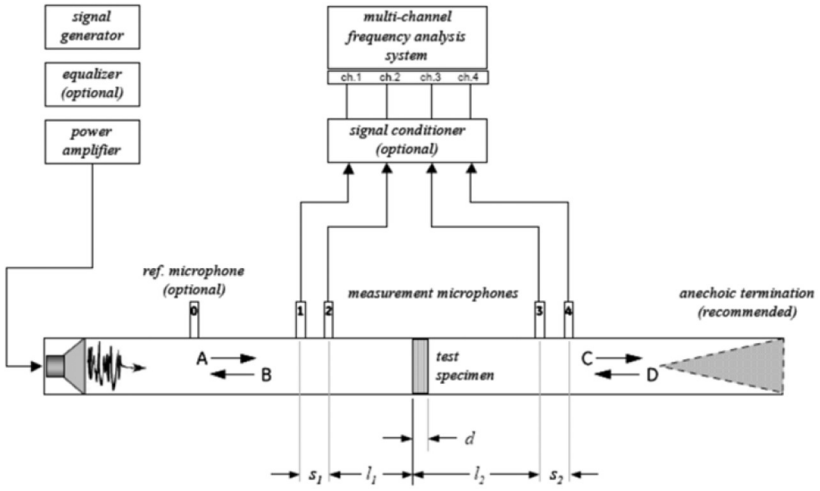


Figura 7 – Esquema del equipo de medida según la normativa ASTM E2611-09.

5 Resultados

En este apartado se muestran los resultados obtenidos de los dos parámetros acústicos estudiados: el coeficiente de absorción acústica y el factor de pérdidas por transmisión.

5.1 Coeficiente de absorción acústica

La Figura 8 muestra las gráficas de los coeficientes de absorción acústica con respecto a la frecuencia en las seis muestras ensayadas.

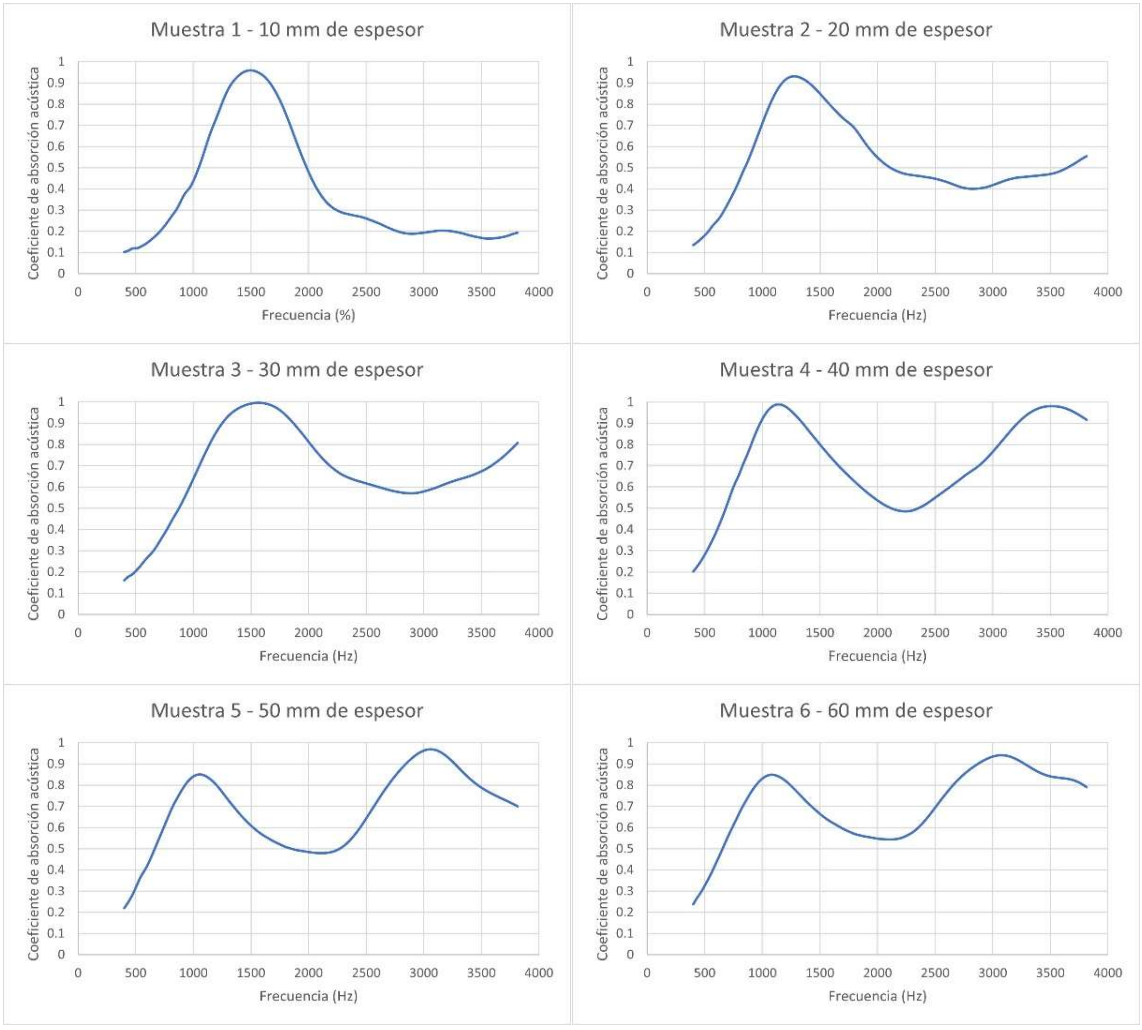


Figura 8 – Coeficiente de absorción acústica en las seis muestras.

Se observan algunas variaciones en los valores máximos del coeficiente de absorción acústica con la variación del espesor de las muestras. En todos los casos estos valores de absorción superan el 0,8 y se observa una ligera tendencia a que la máxima absorción se produzca a menores frecuencias, aunque siempre por encima de 1000 Hz, con el incremento del espesor, como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3 – Valores máximos del coeficiente de absorción acústica.

Muestra	Coeficiente de absorción	Frecuencia
10 mm	0,94	1500 Hz
20 mm	0,93	1200 Hz
30 mm	1	1600 Hz
40 mm	0,99	1200 Hz
50 mm	0,86	1100 Hz
60 mm	0,86	1050 Hz

5.2 Factor de pérdidas por transmisión

Por su parte, la Figura 9 muestra las gráficas con el factor de pérdidas por transmisión de las seis muestras en función de la frecuencia.

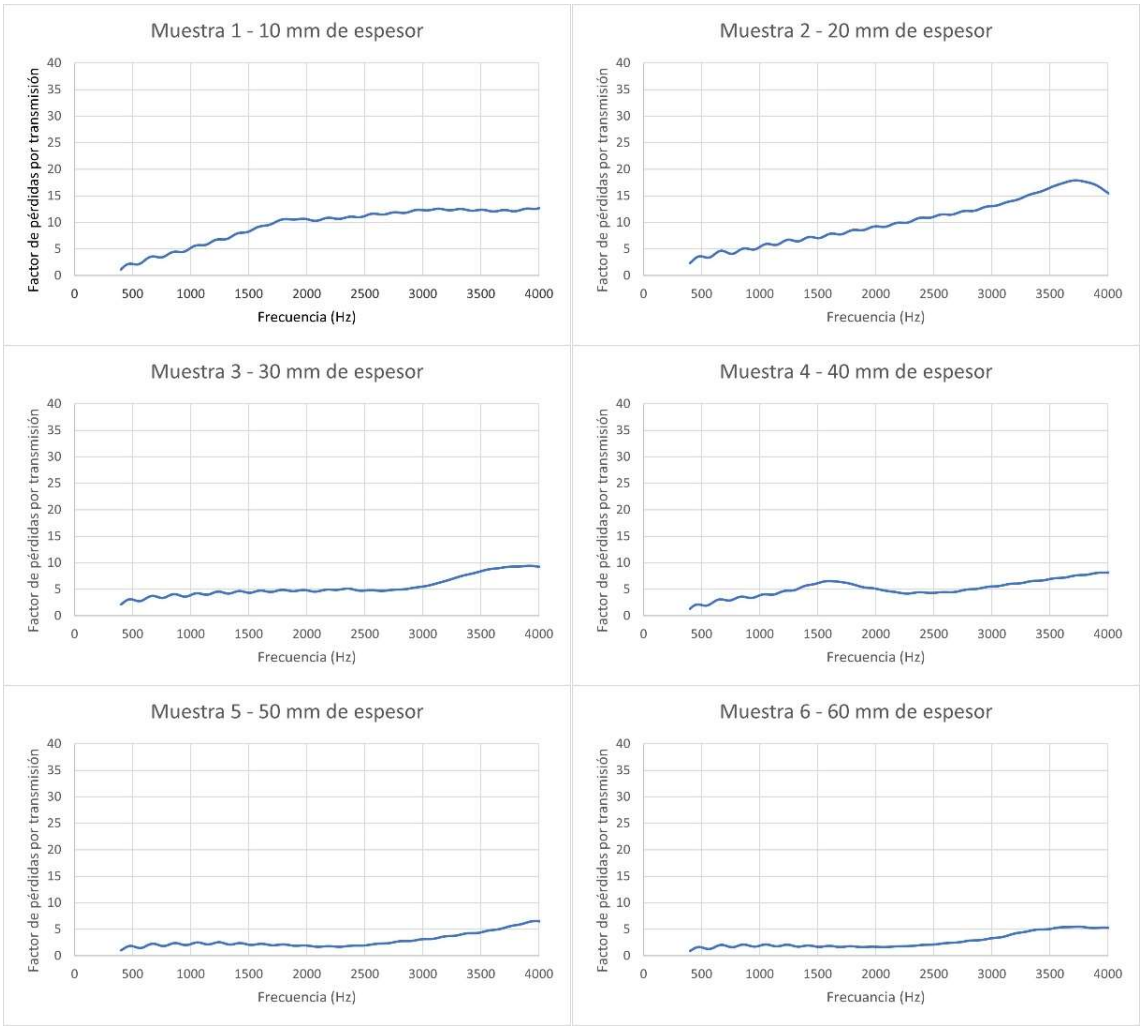


Figura 9 – Factor de pérdidas por tranmisión en las seis muestras.

Se observa, en general, que el aislamiento aumenta con la frecuencia. Los valores más altos del factor de pérdidas por transmisión se dan en las muestras de mayor densidad (que son las de menor espesor). La Tabla 4 muestra estos valores máximos alcanzados en función de la frecuencia.

Tabla 4 – Valores máximos del factor de pérdidas por transmisión.

Muestra	STL máximo	Frecuencia
10 mm	13 dB	3000 Hz
20 mm	18 dB	3700 Hz
30 mm	9 dB	3750 Hz
40 mm	8 dB	3750 Hz
50 mm	7 dB	3750 Hz
60 mm	5 dB	3500 Hz

6 Conclusiones

Los resultados obtenidos en este trabajo permiten concluir que estos nuevos materiales tienen unas propiedades acústicas que los hacen aptos para absorber el sonido en frecuencias selectivas, ya que la absorción se produce en rangos muy pequeños.

En cuanto a los resultados de aislamiento, relacionado con el factor de pérdidas por transmisión, se puede afirmar que los bajos valores obtenidos, todos ellos por debajo de 20 dB de aislamiento, demuestran en general que no son buenos aislantes del sonido.

Por tanto, las posibles aplicaciones de estos materiales serían en espacios interiores para acondicionar salas y eliminar reverberaciones indeseadas destacando el valor estético que este producto natural aporta.

Este trabajo da lugar a nuevas líneas de investigación en este tipo de materiales como sería estudiar recubrimientos superficiales con propiedades ignífugas. También queda abierta la línea de investigar las propiedades acústicas con otros adhesivos ecológicos.

Agradecimentos

Los autores agradecen la publicación de este trabajo a la Conselleria d'Innovació, Universitats, Ciència i Societat Digital de la Generalitat Valenciana que ha financiado el Proyecto OLIPANEL para grupos de investigación emergentes.

Referencias

[1] S. Geravandi *et al.*, "Noise Pollution and Health Effects," *Jundishapur Journal of Health Sciences*, vol. 7, no. 1, 2015, doi: 10.5812/jjhs.25357.
[2] Health and Safety Executive, "Noise: Regulations," Health and Safety Executive.
[3] N. H. Bhingare, S. Prakash, and V. S. Jatti, "A review on natural and waste material composite as acoustic material," *Polym Test*, vol. 80, 2019, doi: 10.1016/j.polymertesting.2019.106142.

[4] S. Salunkhe, C. Patil, and C. M. Thakar, "Exploring the potential of natural materials as eco-friendly sound absorbers," *Mater Today Proc*, 2023, doi: 10.1016/j.matpr.2023.03.098.
[5] M. Mohammadi, E. Taban, W. H. Tan, N. Bin Che Din, A. Putra, and U. Berardi, "Recent progress in natural fiber reinforced composite as sound absorber material," *Journal of Building Engineering*, vol. 84. 2024. doi: 10.1016/j.jobe.2024.108514.
[6] E. S. Jang, "Sound Absorbing Properties of Selected Green Material—A Review," *Forests*, vol. 14, no. 7. 2023. doi: 10.3390/f14071366.
[7] P. P. Singh and G. Nath, "Fabrication and analysis of luffa natural fiber based acoustic shielding material for noise reduction," *Journal of Natural Fibers*, vol. 19, no. 15, 2022, doi: 10.1080/15440478.2021.2022559.
[8] M. Á. Navacerrada, D. de la Prida, A. Sesmero, A. Pedrero, T. Gómez, and P. Fernández-Morales, "Acoustic and thermal behavior of materials based on natural fibers for energy efficiency in buildings," *Informes de la Construccion*, vol. 73, no. 561, 2021, doi: 10.3989/IC74558.
[9] R. Cottone, L. Shtrepi, V. Serra, and S. L. Pagliolico, "The Recycling and Reuse of Natural Materials: Sound Absorbing Box Patterns That Use Waste from Olive Tree Pruning," *Acoustics*, vol. 5, no. 1, 2023, doi: 10.3390/acoustics5010011.
[10] R. Reixach, R. Del Rey, J. Alba, G. Arbat, F. X. Espinach, and P. Mutjé, "Acoustic properties of agroforestry waste orange pruning fibers reinforced polypropylene composites as an alternative to laminated gypsum boards," *Constr Build Mater*, 2015, doi: 10.1016/j.conbuildmat.2014.12.041.
[11] M. Ferrandez-Villena, A. Ferrandez-Garcia, T. Garcia-Ortuño, and M. T. Ferrandez-Garcia, "Acoustic and Thermal Properties of Particleboards Made from Mulberry Wood (Morus alba L.) Pruning Residues," *Agronomy*, vol. 12, no. 8, 2022, doi: 10.3390/agronomy12081803.
[12] O. Yu and K. H. Kim, "Lignin to materials: A focused review on recent novel lignin applications," *Applied Sciences (Switzerland)*, vol. 10, no. 13. 2020. doi: 10.3390/app10134626.
[13] M. C.-S. y M. E. Domine, "Lignina , Estructura Y Aplicaciones : Métodos De Despolimerización Para La Obtención De Derivados Aromáticos De Interés Industrial Lignin , Structure and Applications : Depolymerization Methods for," *Avances en ciencias e ingenieria*, vol. 4, no. 4, 2013.
[14] International Organization for Standardization, "ISO 10534-2, Acoustics- Determination of Sound Absorption Coefficient and Impedance in Impedance Tubes," *International Standard*, 2001.
[15] S. S. Jung, Y. T. Kim, Y. B. Lee, S. Il Cho, and J. K. Lee, "Measurement of sound transmission loss by using impedance tubes," *Journal of the Korean Physical Society*, 2008, doi: 10.3938/jkps.53.596.
[16] X. Gong, Y. Meng, J. Lu, Y. Tao, Y. Cheng, and H. Wang, "A Review on Lignin-Based Phenolic Resin Adhesive," *Macromolecular Chemistry and Physics*, vol. 223, no. 4. 2022. doi: 10.1002/macp.202100434.
[17] G. Yang, Z. Gong, X. Luo, L. Chen, and L. Shuai, "Bonding wood with uncondensed lignins as adhesives," *Nature*, vol. 621, no. 7979, 2023, doi: 10.1038/s41586-023-06507-5.
[18] C. Huang, Z. Peng, J. Li, X. Li, X. Jiang, and Y. Dong, "Unlocking the role of lignin for preparing the lignin-based wood adhesive: A review," *Industrial Crops and Products*, vol. 187. 2022. doi: 10.1016/j.indcrop.2022.115388.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

BAFFLES ACÚSTICOS, SUA APLICAÇÃO E DESEMPENHO

Jorge Fradique[1], Joel Faria da Silva[2]

[1]Instituto Nacional de Investigação Agrária e Veterinária, I. P.
{jorge.fradique@iniav.pt}
[2]Besolution, Engenharia Lda.
{joelfaria@besolution.pt}

Resumo
Os 'baffles' acústicos são soluções de condicionamento acústico interior cada vez mais utilizados não só como elementos "decorativos" de elevada absorção sonora, mas também com materiais fonoabsorventes que permitem controlar acusticamente os espaços pela sua eficiência e absorção acústica reduzindo a reverberação interna dos ambientes com facilidade e um bom desempenho, que com as novas tecnologias e soluções torna possível aliar o conforto acústico com a beleza e funcionalidade dos espaços.
Não existem muitos estudos de como a sua disposição, composição ou agrupamento de diversas geometrias funcionam para o principal parâmetro e mais estudado o tempo de reverberação. Propôs-se neste artigo fazer essa avalização com recurso a medições e modelação por software CATT-Acoustic™, com o objetivo de aprofundar o conhecimento de toda esta temática e de interiorizar toda a lógica do seu funcionamento.

Palavras-chave: Acústica, Reverberação, Absorção, Condicionamento, Baffles.

Abstract
"Acoustic baffles" are increasingly used as interior acoustic conditioning solutions, not only as highly sound-absorbing "decorative" elements but also as sound-absorbing materials that allow for the acoustic control of spaces through their efficiency and acoustic absorption, reducing internal reverberation of environments with ease and good performance, which with new technologies and solutions makes it possible to combine acoustic comfort with the beauty and functionality of spaces.
There are not many studies on how their arrangement, composition, or grouping of various geometries function for the main parameter and most studied parameter, the reverberation time. This communication proposes to evaluate this with the use of measurements and modeling software CATT-Acoustic™, with the aim of deepening knowledge of this whole subject and internalizing the logic of its functioning.

Keywords: Acoustics, Reverberation, Absorption, Conditioning, Baffles.

PACS no. 43.55.Dt, 43.50.Jh, 43.55.Ka

1 Introdução

Com as crescentes preocupações de conforto acústico dos espaços e melhoria das condições de vida e de trabalho, quer impostas pela regulamentação quer pela melhoria e preocupação das pessoas com o

ruido e a sua implicação na sua saúde e bem-estar, sabendo que o excesso de ruido gera stress, problemas de pressão arterial e mesmo danos irreversíveis no sistema auditivo, tem sido cada vez mais frequente o uso de baffles acústicos como solução para o tratamento acústico de espaços interiores melhorando a qualidade sonora do ambiente. Os baffles acústicos, também designados por lamelas ou defletores, são painéis suspensos, habitualmente na vertical, com características que permitem aumentar a absorção sonora dos espaços, reduzindo a reverberação e os níveis de ruído nesses espaços.
No entanto existem poucos estudos práticos do seu comportamento e eficácia face à sua disposição e afastamento dos elementos entre si e disposição, afastamento, composição e/ou agrupamento de diversas geometrias. Com o objetivo de ajudar os projetistas na tomada de decisão da disposição e distribuição nos espaços e maximizar a sua eficácia foram efetuadas medições acústicas em diversos locais e situações, e como complemento de análise recorreu-se à modelação numérica com o software de traçado de raios, através do software CATT-Acoustic™ [1].
Este artigo apresenta algumas das conclusões da Tese de Mestrado apresentada pelo Eng.º Joel Faria da Silva, indicada na referência [2].

2 Revisão do Estado da Arte

O uso de baffles acústicos tem sido uma solução cada vez mais popular para o tratamento acústico de espaços interiores. Estes dispositivos são projetados para absorver e dispersar as ondas sonoras, melhorando a qualidade do som ambiente.
A investigação sobre baffles acústicos tem avançado bastante nos últimos anos, existindo já alguns estudos explorando a sua eficácia em diferentes tipos de espaços, incluindo teatros, salas multiusos e de concertos, auditórios, estúdios de gravação e escritórios. Normalmente utilizados em grandes espaços, com um volume elevado, estes dispositivos tornam-se bastante eficazes aliando a estética à funcionalidade como elementos decorativos. Os baffles têm sido utilizados sobretudo em edifícios existentes, para colmatar insuficiências acústicas de espaços já em funcionamento ou no âmbito de processos de requalificação funcional de edifícios.
Sabe-se que o desempenho acústico dos baffles depende fortemente da sua dimensão, forma, material e posicionamento na sala. Alguns estudos mostraram que a escolha cuidadosa desses fatores pode resultar em uma significativa melhoria da qualidade do som.
Além disso, a combinação de diferentes tipos de tratamento acústico, incluindo baffles, pode ser ainda mais efetiva. Por exemplo, a combinação de baffles com painéis absorventes e difusores pode ajudar a equilibrar as frequências e aumentar a inteligibilidade da fala.
Em termos de materiais, a pesquisa tem explorado diferentes opções, incluindo tecidos acústicos, espumas de poliuretano e materiais compósitos. Cada material tem as suas próprias características acústicas e o uso adequado depende das necessidades específicas do projeto.
Os principais tipos de baffles são retangulares, que são os mais simples, geralmente feitos de espuma de poliuretano ou tecido acústico, com ou sem caixa de ar preenchida com materiais absorventes, lã mineral, ou refletores. Os baffles esféricos são projetados para maximizar a difusão sonora e ajudam a distribuir o som de forma uniforme numa sala. Os baffles cilíndricos são habitualmente projetados para maximizar a absorção sonora em frequências específicas, geralmente usados em estúdios de gravação e salas de concertos. Os baffles modulares são projetados para serem instalados de forma flexível, permitindo que o usuário configure o posicionamento de acordo com as suas necessidades. Os baffles customizados são projetados de acordo com as especificidades do projeto e podem incluir características adicionais, como iluminação integrada, (ver figura 1), separação de espaços, (ver figura 4), informativos entre outras características a de receber instalações técnicas ou revestimentos diversos como madeira ou outros, assumindo cada vez mais também a função decorativa, sendo habitualmente designados como “mobiliário acústico”.

A escolha do tipo adequado de baffle depende do tipo de espaço em que será instalado e do objetivo do tratamento acústico (absorção, difusão ou combinação das duas).



Figura 1– Baffle com iluminação integrada, Texdecor (2021)



Figura 2– Baffle com função decorativa, Texdecor (2021)



Figura 3- Baffle com função decorativa, (Archello 2021)



Figura 4 - Exemplo de baffles decorativos absorventes, Texaa (2021)

Habitualmente os Baffles ficam suspensos verticalmente ou horizontalmente no teto ou fixam-se nas paredes, podendo ser estudados e dimensionados de acordo com o layout do ambiente e instalações

técnicas, são de fácil instalação e é uma ótima opção na relação custo-benefício para o tratamento acústico de ambientes.
Em resumo, a revisão do estado da arte sobre baffles acústicos mostra que eles são uma solução eficaz para o tratamento acústico de espaços interiores e que o seu desempenho acústico pode ser maximizado através da escolha cuidadosa dos fatores mencionados acima. A pesquisa continua e desenvolvimento de novas soluções e materiais permite explorar novas abordagens para melhorar a eficácia dos baffles e ampliar sua aplicação em diferentes tipos de espaços.

3 Metodologias

Pretende-se, em situação real, in-situ, numa sala com elevada reverberação, perceber de que forma a disposição, afastamento, horizontalidade e a aproximação de superfícies refletoras/absorvedoras influência os parâmetros acústicos da sala. Para Tal efetuar-se uma verificação/validação de modelos de cálculos matemáticos confrontando com as medições in-situ recorrendo à modelação com o software CATT-Acoustic™, desenvolvido na Suécia e permite verificar padrões e analisar as diferentes soluções práticas a utilizar por arquitetos e projetistas de acústica.

3.1 Metodologia de Ensaio in-situ

A metodologia de ensaio do tempo de reverberação segue a norma NP EN ISO 3382-2:2015 [3] de acordo com o Método da fonte interrompida (método de engenharia):
- É efetuada uma produção de um forte campo sonoro no recinto, através de fonte sonora omnidirecional, (ver figura 5), de ruído estável e de banda larga (ruído branco) e tem um espectro contínuo.
A fonte deve de ser capaz de produzir um nível de pressão sonora suficiente para produzir uma curva de decaimento com o intervalo mínimo requerido sem contaminação do ruído de fundo, com a curva começando pelo menos 35 dB acima do ruído na frequência correspondente.



Figura 5 - Fonte Dodecaédrica omnidirecional Tipo 4292 da Brüel & Kjaer e Conjunto de medição acústica composto por Fonte Omnidirecional, amplificador, transmissor e sonómetro.

O sinal de excitação deve de ser suficientemente longo para produzir um nível de pressão sonora fixa em todas as bandas de frequências que depois é interrompido. Para obter um patamar de nível de pressão sonora fixa o tempo de excitação do compartimento deve de ser, no mínimo, metade do tempo de reverberação do compartimento esperado.

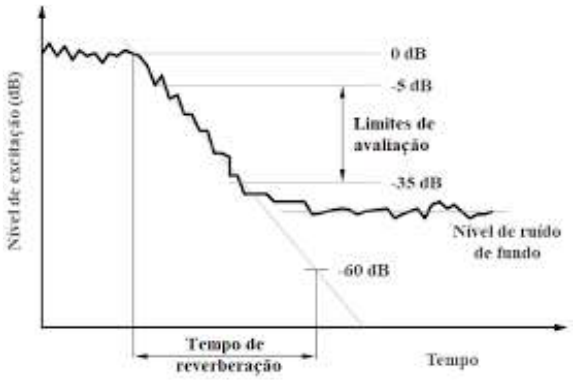


Figura 6 - Gráfico do sinal de excitação de modo a ser efetuada a medição do Tempo de reverberação

Na prática, não se consegue obter este decaimento de 60 dB, pelo que ao nível da medição utilizamos decaimentos inferiores, de 20 dB (T20) ou 30 dB (T30) sendo depois os valores extrapolados para o decaimento de 60 dB.
O Método da fonte interrompida (método de engenharia) descrito na NP EN ISO 3382-2:2015 indica que devem ser efetuadas no mínimo 12 medições, correspondentes a 6 posições de sonómetro com 2 leituras de decaimento em cada posição, no compartimento de ensaio, T20.

Tabela 1 – Número mínimo de pontos de medição de acordo com NP EN ISO 3382-2:2015

	Controlo	Engenharia[a)]	Precisão
Combinações fonte sonora-microfone	2	6	12
Posições da fonte sonora[b)]	≥ 1	≥ 2	≥ 2
Posições do microfone[c)]	≥ 2	≥ 2	≥ 3
Número de decaimentos em cada posição (método da fonte interrompida)	1	2	3

a) Quando os resultados são utilizados como termo de correção para outras medições ao nível de engenharia, apenas uma posição da fonte e três posições do microfone são necessários.

b) Para o caso do método de ruído interrompido podem ser usadas em simultâneo fontes não correlacionadas.

c) Para o caso do método de ruído interrompido e quando os resultados são utilizados como termo de correção poderão ser utilizados sistemas de microfones rotativos em lugar de múltiplas posições de microfone.

No entanto, de modo a diminuir a incerteza do ensaio, aumentou-se o n.º de posições do sonómetro para 8, obtendo assim uma combinação de 16 leituras.
A medição foi efetuada com o compartimento desocupado, com a presença do Operador, respeitando as distâncias mínimas definidas na NP EN ISO 3382-2:2015:
• 2 m (que corresponde a ½ comprimento de onda) entre posições do sonómetro, evitando-se posições simétricas;

• 1 m (que corresponde a ¼ de comprimento de onda) entre o sonómetro e os limites do compartimento ou de elementos difusores, tais como paredes e pavimentos, podendo ser descuradas pequenas irregularidades dos limites do compartimento.
O cálculo dos valores do tempo de reverberação regulamentar, *T*r, correspondente à média aritmética dos valores obtidos para as bandas de oitava, contendo as frequências centrais dos 500, 1000 e 2000 Hertz, para comparação com o Decreto-Lei n.º 96/2008 de 9 de junho:

$$T_r = \frac{\overline{T_{500\,Hz}} + \overline{T_{1000\,Hz}} + \overline{T_{2000\,Hz}}}{3} \quad (1)$$

No âmbito do caso de estudo, o cálculo dos valores do tempo de reverberação, T, correspondem à média aritmética dos valores obtidos para as bandas de oitava, contendo as bandas de frequência centrais dos 250 Hertz a 4000 Hertz:

$$T_r = \frac{\overline{T_{250\,Hz}} + \overline{T_{500\,Hz}} + \overline{T_{1000\,Hz}} + \overline{T_{2000\,Hz}} + \overline{T_{4000\,Hz}}}{5} \quad (2)$$

Foi escolhida uma sala retangular vazia, com 9,63m comprimento, 4,72 m de largura, e pé direito de 2,42 m e 2,75 m, (Figura 7), simulando uma câmara reverberante com elevada reverberação em que se aplicou inicialmente um conjunto de 12 baffles com a dimensão de 1,20m x 0,4m x 0,02m dispostos no pavimento com área, A, de 5,76 m2, e na vertical em diferentes afastamentos e alturas do teto e medindo-se assim o parâmetro do Tempo de reverberação, T, (Figura 7). Posteriormente, reduziu-se o conjunto para a quantidade 6 baffles, com as mesmas dimensões, novamente dispostos em diferentes afastamentos e alturas do teto e medindo-se assim novamente o parâmetro Tempo de reverberação (Figuras 8 e 9).

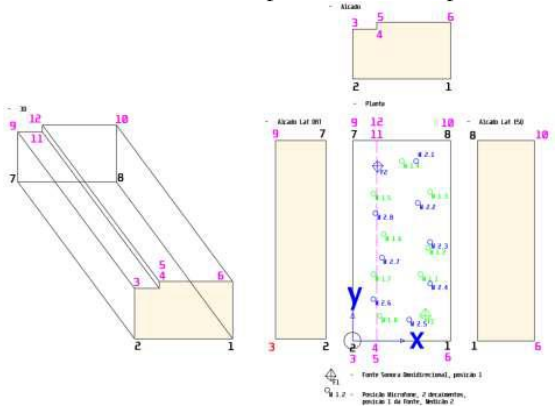


Figura 7 - Planta, alçados e 3D da sala, esquema das posições da fonte e do recetor



Figura 8 - Colocação de 12 baffles para ensaio



Figura 9 - Colocação de 6 baffles para ensaio

3.2 Metodologia Modelação - CATT-Acoustic™

Para a sala estudada para caracterizar o alfa da amostra em analise e estudar as diversas soluções, com pavimento em betonilha, paredes e teto em gesso cartonado, foi modelado desprezando uma porta metálica com dimensões de 0.8x2.0 m, A Figura 10 mostra uma imagem da sala analisada no CATT-Acoustic™:

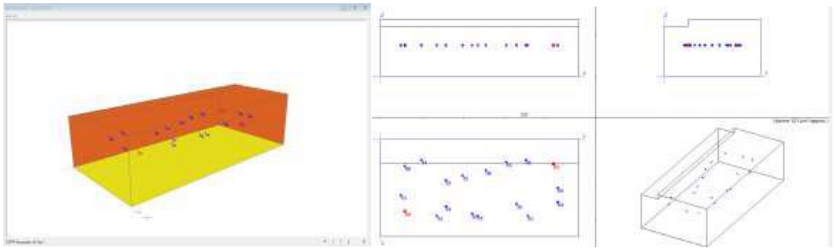


Figura 10 - 3D e vistas da sala em estudo no CATT-Acoustic™

4 Resultados

4.1 Cálculo do coeficiente de absorção sonora, alfa (α)

O procedimento para o cálculo da absorção sonora para a caracterização do coeficiente de absorção sonora do material (α) dos Baffles em estudo é efetuado com recurso a medições com o sistema de aquisição da B&K em sala vazia de elevada reverberação e baixa absorção sonora e utilizado o procedimento semelhante em camara reverberante que permite a obtenção dos tempos de reverberação efetuando-se medições com a câmara vazia, sem provete e com o provete para se proceder ao cálculo da área de absorção sonora. O valor obtido representa o tempo de reverberação associado ao provete de material em análise, por forma a se obter os parâmetros de interesse na caraterização da absorção sonora do material em questão, que por facilidade logística as referidas medições foram efetuadas numa sala vazia com elevada reverberação, em 3 situações, Baffles colocados no pavimento na horizontal, colocados na situação modelar na vertical com 1,2x1,2 de elemento, e com metade dos Baffles, com a mesma medida:



Figura 11 - Colocação do provete na horizontal, na vertical 12 elementos e 6 elementos

O parâmetro relevante para caracterizar estas soluções será o coeficiente de absorção sonora (α) no caso dos elementos distribuídos (lamelas na horizontal) e da área de absorção sonora equivalente por elemento no caso dos provetes ensaiados como elementos discretos na vertical, (conjunto de Baffles), relacionável com as medições da absorção sonora em camara reverberante e a classificação da absorção sonora (NP EN ISO 354:2007, EN ISO 11654:1997), obtida pela expressão:

$$\alpha = \frac{0{,}163V}{\Delta S}\left(\frac{1}{T_{rf}} - \frac{1}{T_{r0}}\left(1 - \frac{\Delta S}{S_{tot}}\right)\right) \quad (3)$$

Em que:
α - Coeficiente de absorção, razão entre a energia sonora absorvida e a energia sonora incidente, varia entre 0 e 1.
V – Volume da sala reverberante em m^3
T_{rf} representa o tempo de reverberação da câmara reverberante com o provete de ensaio em s e m^2

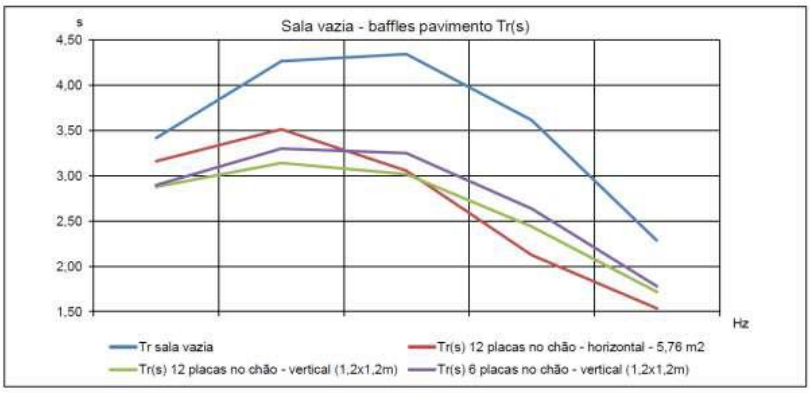


Figura 12 - Colocação do provete na horizontal, na vertical 12 elementos e 6 elementos

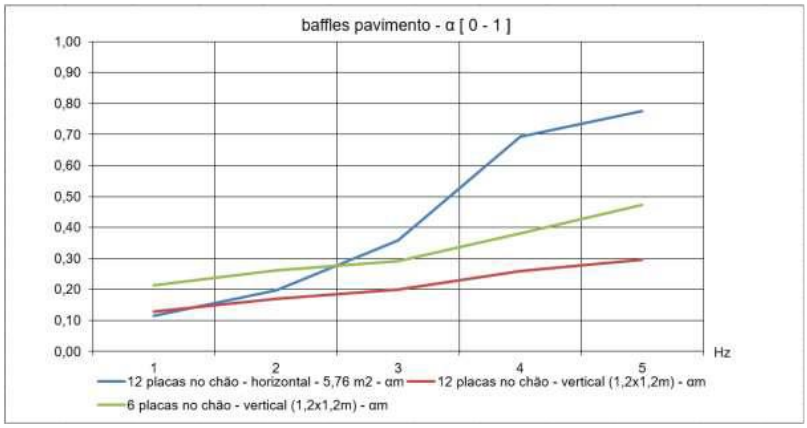


Figura 13 - Valores de alfa - colocação do provete na horizontal, na vertical 12 elementos e 6 elementos

4.2 Sala em estudo

A sala de pequenas dimensões estudada com baixa absorção e com área de 45,49 m2 e volume de 121,40 m3, com pavimento em betonilha, paredes e teto em gesso cartonado, com mobiliário acústico composto por 12 baffles com 1200x400x20mm "slimpanel grille" e efetuadas diversas medições com afastamentos ao teto de 10cm, 30cm e 60 cm, e afastados entre lamelas de 20cm, 25cm, 30cm, 40cm, 50cm e 60 cm entre si, com a totalidade dos baffles e com metade.

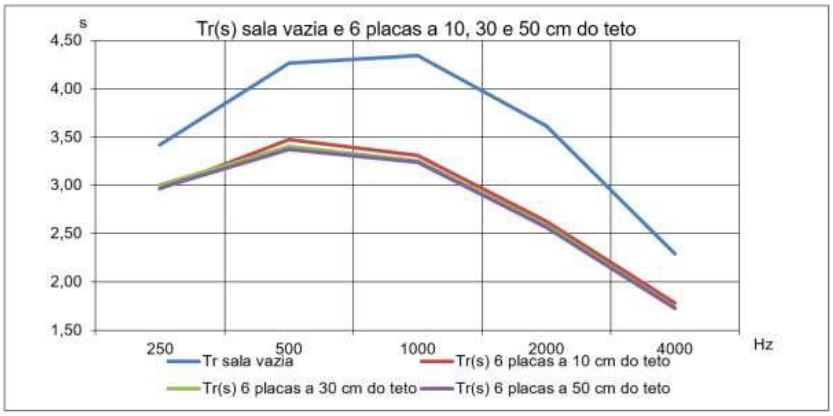


Figura 14 - Gráfico resumo das medições do Tempo de Reverberação - sala vazia, baffles a 10, 30, 50 cm do teto, com 6 baffles



Figura 15 - Gráfico resumo das medições do Tempo de Reverberação - sala vazia, baffles a 10, 30, 50 cm do teto, com 12 baffles

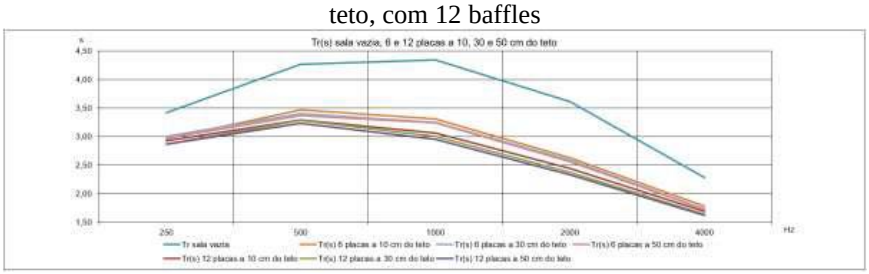


Figura 16 - Gráfico resumo das medições do Tempo de Reverberação - sala vazia, baffles a 10, 30, 50 cm do teto, com 6 e 12 baffles

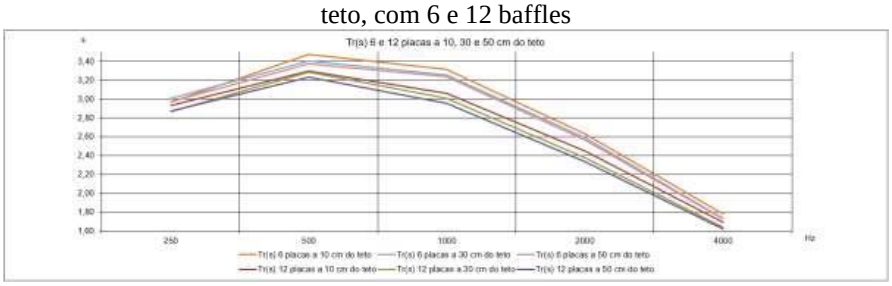


Figura 17 - Gráfico resumo das medições do Tempo de Reverberação - baffles a 10, 30, 50 cm do teto, com 6 e 12 baffles

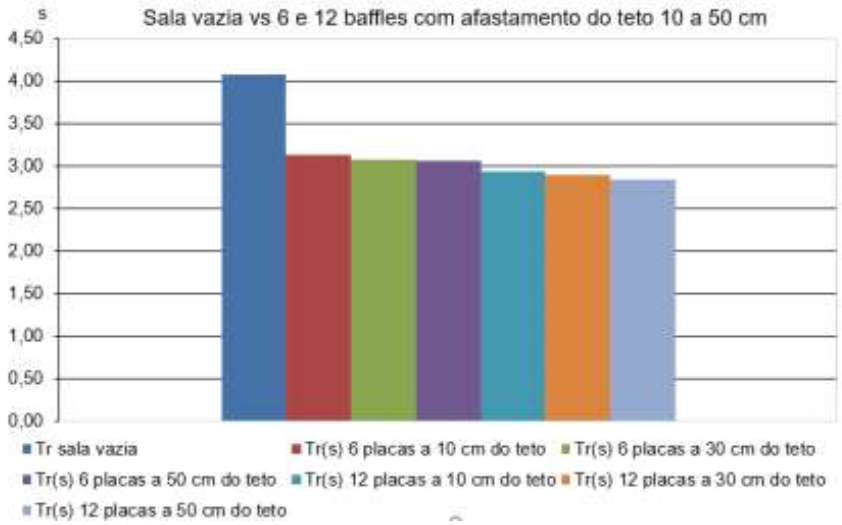


Figura 18 - Gráfico resumo das medições do Tempo de Reverberação - baffles a 10, 30, 50 cm do teto, com 6 e 12 baffles

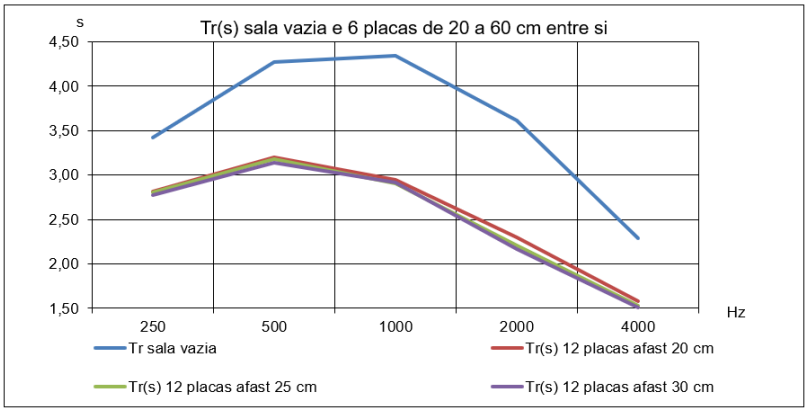


Figura 19 - Gráfico resumo das medições do Tempo de Reverberação - Sala vazia e 12 baffles com afastamentos de 20, 25 e 30 cm entre si

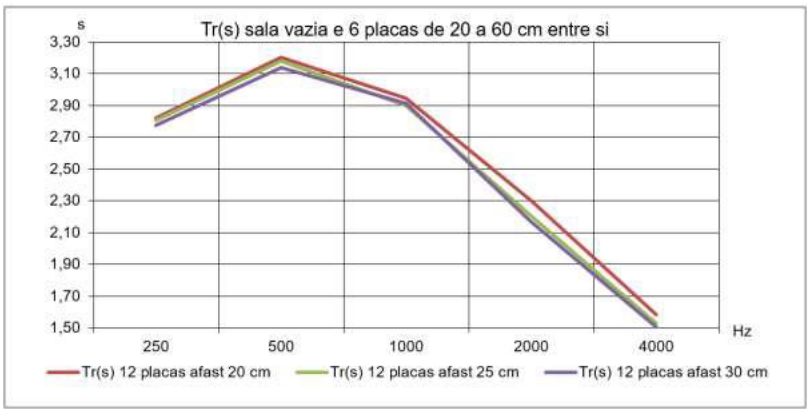


Figura 20 - Gráfico resumo das medições do Tempo de Reverberação - Sala com 12 baffles com afastamentos de 20, 25 e 30 cm entre si

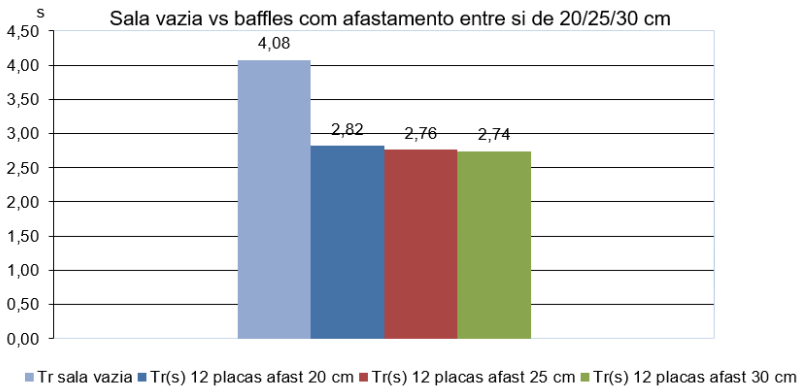


Figura 21 - Gráfico resumo das medições do Tempo de Reverberação – 12 baffles com afastamentos de 20, 25 e 30 cm entre si

4.3 Comparação dos resultados obtidos nas medições com modelação computacionais

Foi modelada a sala em estudo no programa CATT-Acoustic™ nas situações ensaiadas e em outras relevantes para perceber o comportamento da sala nas diversas situações.

Em conclusão e face às medições realizadas, e aos valores do tempo de reverberação obtidos pela modelação, verifica-se que o parâmetro altera significativamente com a alteração da localização dos baffles, assim como com a quantidade dos mesmos. Na tabela 2 e gráficos 22 e 23 apresenta-se o resumo das medições e modelação.

Tabela 2 – Quadro resumo das medições e modelação – 12 baffles

	250	500	1000	2000	4000	Tr(s)
Sala Vazia	3,42	4,27	4,34	3,62	2,29	**3,59**
Mediçáo 12 placas afast 8 cm	3,02	3,45	3,36	2,68	1,81	**2,87**
Modelação 12 placas afast 8 cm	2,92	3,35	3,36	2,73	1,90	**2,85**
Mediçáo 12 placas afast 20 cm	2,82	3,20	2,95	2,30	1,58	**2,57**
Modelação 12 placas afast 20 cm	2,60	2,89	2,89	2,34	1,67	**2,47**
Mediçáo 12 placas afast 25 cm	2,88	3,17	2,91	2,20	1,53	**2,54**
Modelação 12 placas afast 25 cm	2,58	2,84	2,83	2,30	1,62	**2,43**
Mediçáo 12 placas afast 30 cm	2,78	3,14	2,91	2,17	1,51	**2,50**
Modelação 12 placas afast 30 cm	2,53	2,79	2,77	2,24	1,59	**2,38**
Modelação 12 placas afast 40 cm	2,52	2,74	2,70	2,17	1,56	**2,34**
Modelação 12 placas afast 50 cm	2,49	2,70	2,67	2,13	1,53	**2,30**
Modelação 12 placas afast 60 cm	2,47	2,68	2,66	2,10	1,51	**2,28**
Modelação 12 placas afast 70 cm	2,47	2,68	2,63	2,09	1,50	**2,27**
Modelação 12 placas afast 80 cm	2,45	2,67	2,64	2,11	1,49	**2,27**

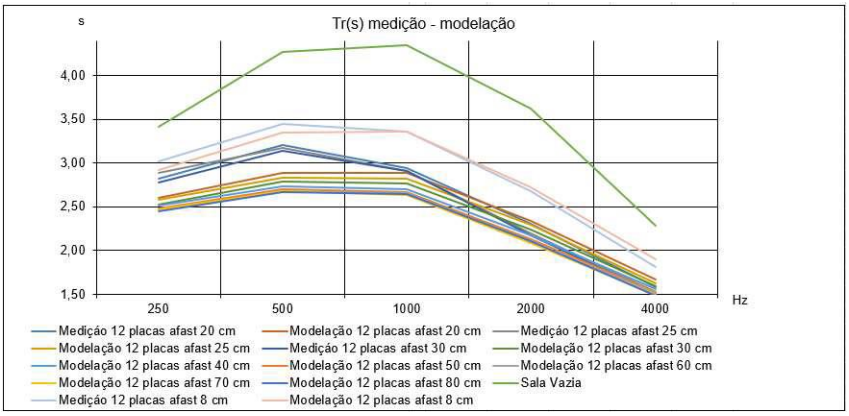


Figura 22 - Gráfico resumo das medições e modelação – 12 baffles

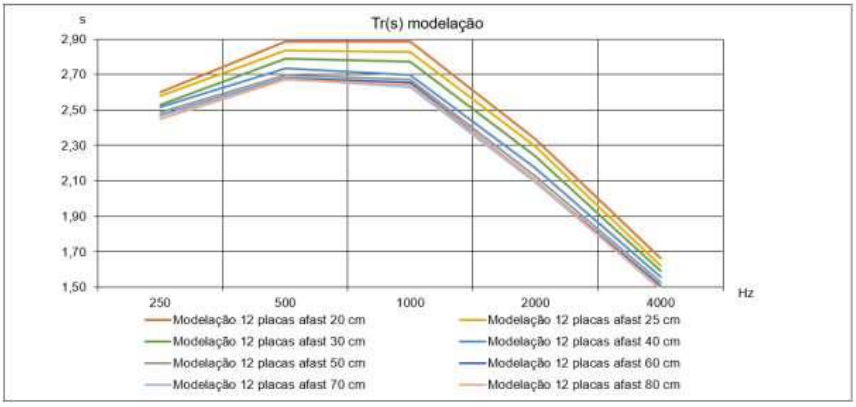


Figura 23 - Gráfico resumo da modelação – 12 baffles

5 Conclusões

Com esta tese e com a pesquisa e ensaios desenvolvidos pretendeu-se caraterizar e perceber como diferentes soluções de colocação dos baffles acústicos contribuem para a absorção sonora das salas. Foram ensaiadas situações reais e numa sala vazia, simulando uma câmara reverberante, fazendo variar o espaçamento e altura dos mesmos, com trabalho experimental e com recurso a modelação acústica no software CATT-Acoustic™, que nos permite tirar as seguintes conclusões:
- O parâmetro do Tempo de reverberação melhora significativamente face à solução de aplicar o mesmo material no teto como revestimento na horizontal ou aplicar como baffle na vertical distribuído pela sala.
- A melhor distribuição e uniformidade da sua aplicação, com a mesma quantidade de material no espaço disponível, permite obter melhores resultados do Tempo de reverberação e por conseguinte maximizar o uso dos baffles.
- O afastamento entre baffles e uniformização da sua aplicação na sala é importante e melhora o tempo de reverberação da sala, mas verifica-se que quando os baffles muito afastados entre si o parâmetro analisado praticamente não varia, com o resultado semelhante dos baffles com 40 cm de altura a estarem afastados a mais de 60cm.
- O afastamento dos baffles do teto/ superfície refletora melhora o parâmetro do tempo de reverberação da sala.
- O facto dos baffles estarem muito próximos uns dos outros, na ordem dos 7 a 20 cm prejudica o seu desempenho face à solução de os afastar e distribuir pela sala.
- Em salas de pequenas dimensões e com elevada absorção a alteração da localização dos baffles pouco altera o parâmetro em estudo, tempo de reverberação, com alterações pouco significativas, tornando-se mais importante a sua localização e afastamentos quanto maior for a sala e menor absorção tiver.
Como conclusão genérica e face aos resultados obtidos um maior espaçamento e afastamento do teto dos baffles resulta na aplicação de menos material absorvente por unidade de área para o mesmo objetivo de obter o tempo de reverberação pretendido.

Referências

[1] CATT@ (2022) http://www.catt.se; CATT-Acoustic™ v9.1g:1 (released March 31, 2022), For room acoustics prediction and auralization: mono, stereo, binaural, 5-channel and 1st, 2nd and 3rd order B-format. latest demo/update Match 31, 2022.

[2] Joel Filipe Ascenso Faria da Silva. (2023). Dissertação no âmbito do Mestrado em Eficiência Acústica e Energética para uma Construção Sustentável, no ramo de Acústica e Vibrações em Ambiente Urbano, orientada pelo Professor Doutor Diogo Manuel Rosa Mateus e pelo Professor Doutor Luís Manuel Cortesão Godinho apresentada ao Departamento de Engenharia Civil da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.

[3] NP EN ISO 3382-2:2015 "Acústica Medição de parâmetros de acústica de salas Parte 2: Tempo de reverberação em salas correntes", Instituto Português da Qualidade, Portugal

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

IN SITU PERFORMANCE VARIABILITY OF ACOUSTIC LOUVRES

Rui Ribeiro[1], Isabel Cardoso[1], Tiago Brilhante[1], Pedro Pinto[1], Clara Cardoso[1], Paulo Soares[1], João Lázaro[1]

[1] Amplitude Acoustics - Acústica e Vibração, Lda. – Portugal
rui.ribeiro@amplitude-ac.eu

Resumo

As necessidades de ventilação natural nos edifícios exigem a utilização de elementos que podem comprometer o isolamento acústico entre o exterior e o interior dos edifícios. A instalação de grelhas nas fachadas do edifício, interligadas com o sistema de caixilharia, ou de forma independente, são um novo paradigma que necessita de uma moldura de análise adequada.

Foram analisados diversos espaços-tipo e o seu desempenho *in situ* para diferentes sistemas de fachada, compostos por parede, caixilho, vidro e grelha. É atribuída especial atenção aos detalhes de execução durante a fase de construção e entrega.

O estudo visa abordar a variabilidade de desempenho identificada entre testes in situ. Os potenciais fatores que contribuem para essas diferenças são discutidos.

Palavras-chave: grelhas acústicas, isolamento sonoro de fachada, medições, avaliação acústica, controle de obra

Abstract

The needs for natural ventilation in buildings require the use of elements that can jeopardize sound insulation from the outside to the inside. The installation of grilles on the building's facades, interconnected with the framing system, or independently, is a paradigm that requires an appropriate framework for analysis.

Typical spaces and their in-situ performance were analyzed for different facade systems, consisting of wall, frame, glass and louvre. Detailed analysis to detail during installation in the construction stage and hand-over is addressed.

The study aims to address the performance variability identified between in situ testing. Potential factors contributing do these differences are discussed.

Keywords: Acoustic louvres, sound insulation, in-situ measurements, construction stage, handover.

PACS no. 43.20.Ye, 43.58.-e

1 Introdução

A fachada de um edifício ou compartimento é composta por vários elementos, dependendo o desempenho acústico não só da capacidade de cada elemento, mas também da ligação/junção entre elementos. Acresce ainda que, para componentes móveis como janelas, a instalação e afinação deste elemento carece de maiores cuidados construtivos considerando toda a sua génese e estrutura, composta, entre outros, por caixilho, dobradiças e borrachas de vedação. Devem ainda ser tidas em conta ainda as particularidades de cada sistema-tipo de caixilharia, seja de correr, oscilo-batente ou fixa, bem como a ligação aos elementos estruturais (paredes, lajes, entre outros).
Cumulativamente, e de forma a dar resposta às necessidades de ventilação dos espaços, ao abrigo da legislação em vigor [1], poderá ainda ser necessário acoplar grelhas de ventilação ao sistema. Todos estes elementos, durante a fase de aprovisionamento e instalação, estão expostos a condicionantes que podem alterar as suas propriedades base. Estes elementos podem ainda ter distintas variáveis de funcionamento, possuindo um caudal de ventilação fixo, ou posições em regime aberto, com caudal variável, ou fechado.
Durante um período de 12 meses foi realizada uma série de ensaios para determinação do isolamento a sons de condução aérea entre o exterior e espaços interiores, num conjunto de espaços habitacionais de um mesmo edifício multifamiliar, onde se requere descanso e sossego.
Pretendeu-se avaliar o desempenho total da solução considerando elementos de caixilharia sem grelha, e com grelha, na posição aberta e fechada, observando a repetibilidade e reprodutibilidade da amostra, e comparando estes valores com os mínimos regulamentares portugueses para o descritor $D_{2m,nT,w}$, acrescido do termo de adaptação apropriado para todos os espaços analisados, C_{tr}. Os resultados consideram ainda a majoração devida à incerteza de ensaio, segundo a legislação Portuguesa [2].
Foi possível manter e controlar condições-tipo, tais como:
- entidade executante;
- relação de espaços, com volumetrias e soluções de revestimento similares, no compartimento recetor;
- sistemas construtivos e respetivos desempenhos acústicos similares, tanto no caso dos paramentos translúcidos (janelas) como dos elementos de ventilação (grelhas).

Os ensaios foram realizados por duas entidades distintas, acreditadas para o efeito.

2 Enquadramento e requisitos

2.1 Regulamento dos requisitos acústicos dos edifícios

Nos diferentes países Europeus existem regulamentações e normas, relacionadas com o isolamento acústico, que pretendem adequar o desempenho dos diferentes tipos de edificado, em particular daqueles dedicados à habitação. A proliferação de descritores é conhecida e reconhecida [3] [4], sendo que cada um destes documentos têm, como intuito primário, garantir e proteger o conforto no interior dos espaços, potenciando um ambiente confortável e adequado ao uso.
Em Portugal, estas necessidades são abordadas no Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios (RRAE) publicado em Decreto-Lei n.º 129/2002, republicado em Decreto-Lei n.º 96/2008 e com a redação dada pelo Decreto-Lei n.º 95/2019 de 18 de julho [2]. No artigo 5.º deste documento são estabelecidos os requisitos acústicos a cumprir para edifícios habitacionais e mistos, assim como unidades hoteleiras, onde se transcrevem os valores apresentados na alínea a) do ponto 1, referentes ao isolamento sonoro entre o exterior do edifício e o interior de quartos ou zonas de estar:

i) $D_{2m,nT,w} \geq 33$ dB, em zonas mistas ou em zonas sensíveis reguladas pelas alíneas c), d) e e) do n.º 1 do artigo 11º do Regulamento Geral do Ruído;

ii) $D_{2m,nT,w} \geq 28$ dB, em zonas sensíveis reguladas pelas alíneas b) do n.º 1 do artigo 11º do Regulamento Geral do Ruído;
iii) Os valores limite dos índices referidos nas subalíneas i) e ii) são acrescidos de 3 dB, quando se verifique o disposto no n.º 7 do artigo 12º do R.G.R.;
iv) Quando a área translúcida for superior a 60% do elemento de fachada em análise, deve ser adicionado ao índice $D_{2m,nT,w}$ o termo de adaptação apropriado, C ou C_{tr}, conforme o tipo de ruído dominante na emissão, mantendo-se os limites das subalíneas i) e ii).

Nas avaliações in situ destinadas a verificar o cumprimento dos requisitos acústicos a que faz referência a legislação, deverá ser ainda contemplado um fator de incerteza, I, de +3 dB associado à determinação das grandezas em análise, para comparativo regulamentar e outros requisitos.

2.2 Avaliação acústica final

Em Portugal, de forma a obter licença de utilização de imóveis, devem ser realizados ensaios finais, por laboratório acreditado, que visam atestar a conformidade da obra com o projeto. Os princípios desta avaliação acústica, no âmbito do RRAE, assim como os critérios de amostragem correspondentes, são identificados pelo LNEC (Laboratório Nacional de Engenharia Civil), nomeadamente pelos Pareceres de 10 de julho de 2015 e de 16 de março de 2023 [5] [6], onde, para edifícios habitacionais multifamiliares e/ou hoteleiros, deverão ser analisados para a verificação dos parâmetros regulamentares aplicáveis, as soluções construtivas que tenham:

a) diferente constituição;
b) diferente composição.

3 Metodologia e resultados

3.1 Dimensionamento e seleção de componentes

O cálculo e dimensionamento de soluções é complexo e implica frequentemente recurso a *software* dedicado. Essas ferramentas representam um papel fundamental nas fases de desenvolvimento de projeto, permitindo decisões informadas na seleção de materiais e soluções construtivas, assim como nas fases posteriores de obra, de forma a validação das opções construtivas. Contudo, estas ferramentas são uma aproximação da realidade, pelo que cabe aos Projetistas salvaguardar e preconizar soluções otimizadas do ponto de vista custo-benefício. Por outro lado, todas as vicissitudes e incertezas associadas ao ecossistema de obra, de forma a atingir os critérios propostos, devem ter processos e mecanismos de monitorização e controlo que envolvam não só a equipa Projetista, mas também a Fiscalização e a Entidade Executante.
O objetivo final estabelecido foi o correspondente a $D_{2m,nT,w} \geq 33$ dB, a verificar entre o exterior e o interior de quartos ou salas, acrescidos da correção C_{tr} (variável).

3.2 Desempenho *in situ*

De forma a avaliar o desempenho acústico entre o exterior do edifício e o interior dos espaços, numa fase preparatória para a realização dos ensaios, estudaram-se duas tipologias de espaços distintos, quartos e salas, com a mesma tipologia de construção e volumetrias equiparáveis, e com paramentos de igual constituição e desempenho acústico. A área translúcida varia entre 60% a 100% da área total da fachada.

De referir que, durante a fase de assistência técnica à construção, os elementos e soluções instaladas foram acompanhados pelos responsáveis de cada entidade envolvida.

O princípio orientador definido foi a avaliação do comportamento da solução considerando o sistema sem qualquer grelha de ventilação, e com grelha, na posição aberta ou fechada.

Todos os elementos construtivos que contribuem para o desempenho total, nomeadamente a parede, sistema de caixilharia (caixilho e vidro), e grelha de ventilação (na sua posição aberta), possuem um isolamento composto capaz de validar sempre o mínimo regulamentar. O sistema de caixilharia em teste é do tipo de "correr".

Foram testadas as seguintes condições:

- Sem grelha (SG);
- Grelha aberta (GA);
- Grelha fechada (GF).

Os espaços foram alvo de ensaio ao longo de 6 meses, de forma a avaliar a sua repetibilidade e reprodutibilidade. Detetaram-se, nas primeiras campanhas de ensaio, fragilidades construtivas, quer ao nível de instalação, quer de deficiências dos próprios elementos. Procedeu-se à inspeção e reparação destes vários constrangimentos no local, corrigindo as anomalias. Realizaram-se, neste hiato temporal, 71 ensaios de isolamento a sons de condução aérea entre o exterior e o interior.

À data da realização das primeiras campanhas de ensaio, os compartimentos ainda se encontravam em fase de construção, mas em condição de obra próxima da receção provisória.

Na Tabela 1 são apresentados os resultados de todos os ensaios realizados, distribuídos por condição ensaiada. Cumulativamente, apresenta-se a mesma distribuição de resultados no gráfico da Figura 1, com marcação do critério estipulado, de 33 dB.

As campanhas de medição foram realizadas seguindo as normas e metodologias aplicáveis, usando equipamento calibrado, nomeadamente: sonómetro, fonte sonora e amplificador, microfone e calibrador. [7] [8]

Tabela 1. Distribuição de resultados $D_{2m,nT,w} + C_{tr} + I$ [dB], por condição de ensaio

GA	E01	E02	E03	E04	E05	E06	E07	E08	E09	E10	E11	E12	E13	E14	E15	E16
	27	26	26	25	25	25	23	23	23	26	25	25	26	26	25	26
	E57	E58	E59	E60	E61	E62										
	24	24	23	26	26	24										
GF	E17	E18	E19	E20	E21	E22	E23	E24	E25	E26	E27	E28	E29	E30	E31	E32
	34	36	36	28	28	28	28	29	31	31	30	30	30	35	34	31
	E33	E34	E35	E36	E37	E38	E39	E40	E63	E64	E65	E66	E67			
	28	30	30	32	31	32	29	33	31	30	34	34	35			
SG	E41	E42	E43	E44	E45	E46	E47	E48	E49	E50	E51	E52	E53	E54	E55	E56
	30	35	34	34	35	30	30	30	29	30	29	29	31	34	34	35
	E68	E69	E70	E71												
	33	30	36	36												

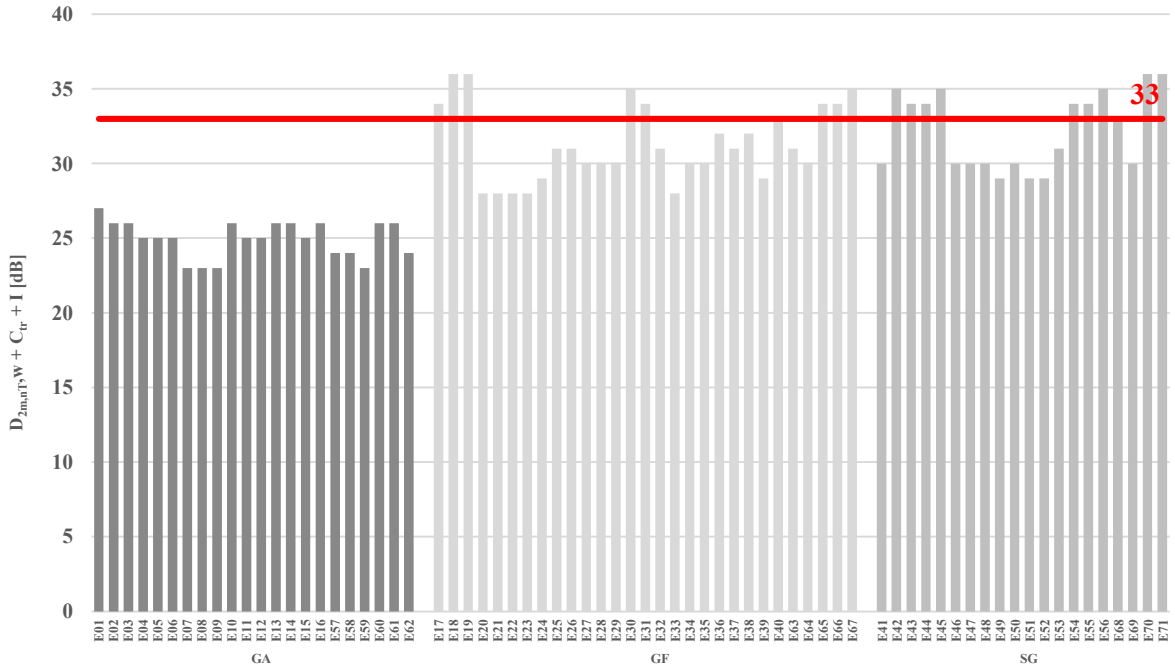


Figura 1. Resultados obtidos nos 71 ensaios in situ e respetivo valor objetivo

Apresenta-se na Tabela 2 a frequência absoluta dos resultados obtidos.

Tabela 2. Freq. absoluta, $D_{2m,nT,w} + C_{tr} + I$ [dB]

Resultado *In Situ* [dB]	N.º Ensaios
23	4
24	3
25	6
26	8
27	1
28	5
29	5
30	12
31	6
32	2
33	2
34	8
35	5
36	4
TOTAL	71

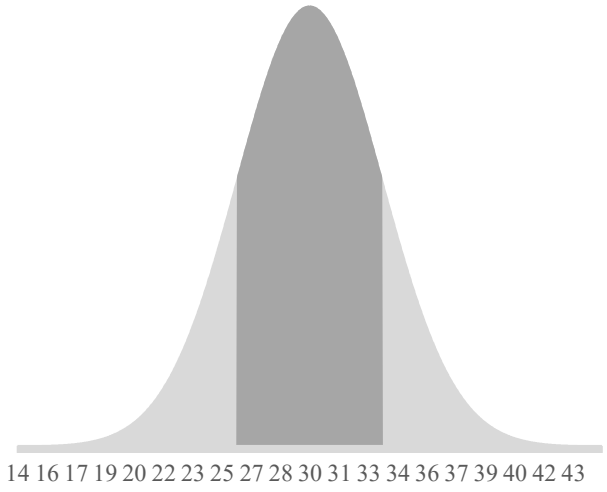


Figura 2. Distribuição normal, $D_{2m,nT,w} + C_{tr} + I$ [dB]

A média, mediana e moda destes resultados encontrar-se-á nos 30 dB.

4 Considerações

Os resultados obtidos, $D_{2m,nT,w}$ acrescidos da correção C_{tr} (variável) e da Incerteza de ensaio (+3 dB), ficaram compreendidos entre os seguintes intervalos:

- Sem grelha, 29 a 36 dB;
- Grelha fechada, 28 a 36 dB;
- Grelha aberta, 23 a 27 dB.

Esses resultados permitem verificar um valor médio dos resultados dos ensaios na ordem dos 30 dB, e onde a curva de tendência indica ≈ 70% dos resultados, para esta amostra, estão compreendidos entre os 23 e os 31 dB, e, por conseguinte, distantes do objetivo traçado.
Regista-se assim uma dispersão de valores, em qualquer uma das condições testadas, resultando em diferenciais significativos.
A condição de grelha aberta, imposta pelo RRAE durante um ensaio que contenha este elemento, não consegue validar o mínimo regulamentar, ficando distante deste limiar. Considerando as imposições legais de ventilação, a inclusão de grelhas é um fator acrescido de incerteza e fragilidade no sistema de fachada.
Constata-se que 73% dos ensaios se encontram aquém do valor objetivo, já com o fator de incerteza, *I* aplicado, implicando trabalhos adicionais de afinação e/ ou reparação para garantir a condição de realização da Avaliação Acústica final.
Tendo em conta as campanhas de ensaios realizadas ainda durante a fase de obra e preparatória à avaliação acústica final, verifica-se um diferencial significativo na reprodutibilidade dos ensaios das soluções construtivas. São claras as variações significativas, que se podem esperar, no desempenho de um mesmo elemento num único imóvel.
Neste contexto, tornam-se evidentes os riscos e desconhecimentos que uma doutrina de amostragem limitada, muitas vezes reduzida a apenas um caso (desde que com a mesma constituição e composição) poder mascarar ou não diagnosticar eventuais falhas que se verifiquem, de forma generalizada, no edifício construído.
Neste sentido, em nossa opinião, poderá justificar-se e recomendar-se um incremento do número de ensaios a realizar para efeitos de licença de utilização, em particular no caso de construções com distribuição de espaços bastante tipificadas e repetidas. Desta forma, salvaguardar-se-á melhor os interesses e condições de habitabilidade dos imóveis, acautelando bem-estar dos futuros utilizadores.
Complementarmente, é de esperar que o aumento direto do número de ensaios possa alertar e tornar premente um maior controlo e cuidado, durante a fase de construção, permitindo a retificação atempada de eventuais defeitos ou falhas de construção, decorrentes das normais vicissitudes impostas pelo ecossistema de obra. Desta forma seria possível também avaliar-se, de forma inicial, as variações e incertezas associadas à construção com impactos diretos na repetibilidade e reprodutibilidade do seu desempenho. A ausência de monitorização traduz-se numa perda de controlo sistemático da solução construtiva entregue. A título de exemplo, no Reino Unido, atualmente, deverá ser realizado um ensaio em cada dez frações em fase final da obra. No mesmo sentido, o *Building Research Establishment*, estabelece o mesmo critério de aproximadamente 10% da amostra total de frações. [9] [10]
Alerta-se ainda para as vantagens de implementação de um maior controlo de qualidade aos produtos e sistemas construtivos. Atualmente, assume-se que o desempenho de qualquer elemento é transferível e imutável ao longo do tempo.

Referências

[1] Portaria 138-I/2021, de 1 de Julho e Decreto-Lei n.º 101-D/2020, de 7 de dezembro.

[2] Decreto-Lei n.º 129/2002, republicado em Decreto-Lei n.º 96/2008 e com a redação dada pelo Decreto-Lei n.º 95/2019 de 18 de julho. Diário da República, 1.ª série — N.º 110 — 9 de junho de 2008 – Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios (RRAE).

[3] Rasmussen B, Rindel JH. Sound insulation between dwellings – Descriptores applied in building regulations in Europe. Applied Acoustics 2010, Volume 71, Pages 171 – 180.

[4] COST Action TU0901. Integrating and harmonizing sound insulation aspects in sustainable urban housing constructions.

[5] Laboratório Nacional de Engenharia Civil, "Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios – Avaliação Acústica / Critérios Amostragem", 10 de julho de 2015.

[6] Laboratório Nacional de Engenharia Civil, "Regulamento dos Requisitos Acústicos dos Edifícios – Avaliação Acústica / Critérios Amostragem", 16 de março de 2023.

[7] NP EN ISO 16283-3 (2017). Acústica – Medição in situ do isolamento sonoro em edifícios e de elementos de construção - Parte 3: Isolamento a sons aéreos de fachadas.

[8] NP EN ISO 717-1 (2021). Acústica - Determinação do isolamento sonoro em edifícios e de elementos de construção. Parte 1: Isolamento sonoro a sons de condução aérea.

[9] The Building Regulations (2010). *Approved Document E: Resistance to the passage of sound*. 2003 edition, incorporating 2004, 2010, 2013 and 2015 amendments.

[10] *Building Research Establishment*. (2008). *BRE Environmental & Sustainability Standard – BREEAM Education* 2008 *Assessor Manual*. Manual do assessor.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PREDICTING AIRBORNE SOUND TRANSMISSION IN INFINITE LIGHTWEIGHT DOUBLE-PANEL WALLS: AN EFFICIENT FINITE ELEMENT APPROACH

P. Ayyobi[1], D.G. Andrade[1], L. Simões da Silva[1], L. Godinho[1]

[1] University of Coimbra, ISISE, ARISE, Department of Civil Engineering, Coimbra, Portugal
{Pedram.Ayyobi@uc.pt, David.Andrade@uc.pt, Luisss@dec.uc.pt, Lgodinho@dec.uc.pt}

Abstract
Lightweight double-panel walls are increasingly popular in construction due to their ease of transport, installation, and rapid assembly, making them particularly suited for the emerging trend of modular construction. However, their acoustic behaviour is more complex than traditional heavy walls, influenced by numerous factors and system details. This study presents and discusses a simple yet efficient finite element model for predicting airborne sound transmission through infinite double-panel lightweight walls.
By implementing the Bloch-Floquet theory, the model effectively accounts for the system's periodicity. The model efficiency and accuracy are evaluated against existing prediction models under two scenarios: an air cavity with a normal incident wave and the same model subjected to an inclined incident wave. Conventional light steel wall constructions with gypsum boards and air cavities are considered in the evaluations.
The performance of the models is analysed to identify limitations and propose a simplified, efficient alternative for assessing airborne sound transmission in lightweight walls.

Keywords: Lightweight double-panel walls, airborne sound transmission, finite element model, periodicity, air cavity.

PACS no. 43. 05. -k, 43. 55. Rg

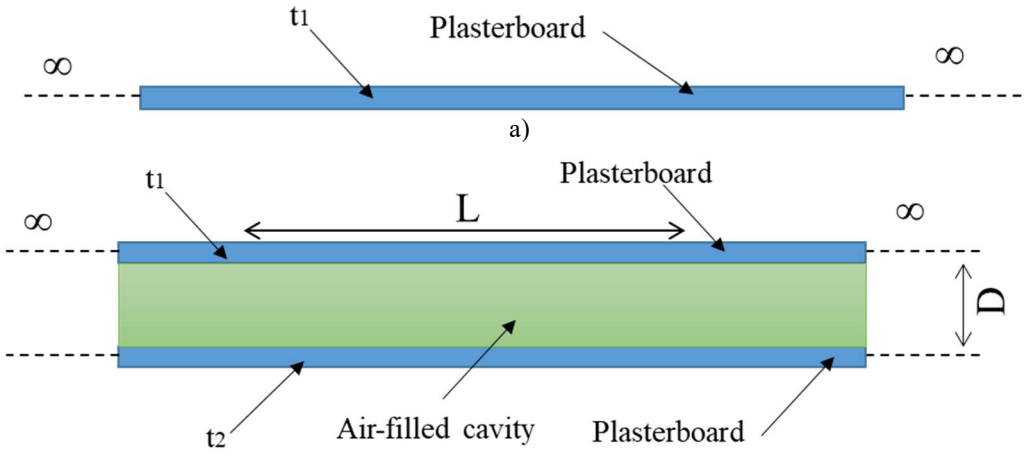
1 Introduction

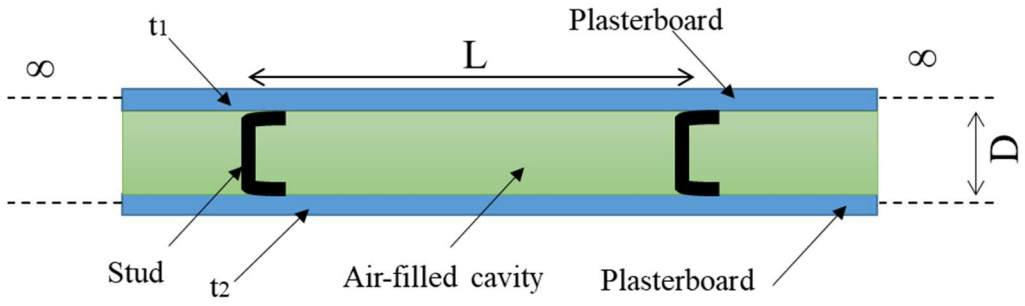
The growing demand for new housing and high-quality living, working, and service spaces, along with the need for rapid construction, has led to the adoption of a more efficient construction system: modular construction. This approach meets the requirements for speed, quality, and sustainability by minimising on-site labour and leveraging the precision of factory production under controlled conditions [1]. However, one significant challenge in modular construction is the weight of modular elements, which affects transportation speed and costs. Therefore, the use of lightweight elements is essential [1]-[3].
Heavy components such as walls, floors, and facades are crucial in modular construction. Light steel framing, incorporating cold-formed steel, gypsum boards, and lightweight insulation layers, provides an

effective solution. These elements are not only lightweight and efficient but also easy to produce and environmentally friendly, with controlled transportation and production costs [1]-[6].
A key issue with lightweight walls is their reduced acoustic performance due to lower mass, which is critical for noise attenuation in buildings [7]. While insulation layers can address this to some extent, they often fall short of the minimum standards for sound attenuation. Additionally, the connections between structural elements, such as studs and sheeting boards, complicate acoustic performance predictions [8].
To address these challenges, various prediction models, including those by London [9], [10], Fahy [11], Cremer [12], Davy [13], and many others [14], [15] have been proposed. However, these models have limitations and simplifications that can hinder reliable results. Moreover, modular wall construction often involves repeating modules over long lengths, requiring models that account for the sound reduction performance of infinite walls and the interconnection of different materials.
The advent of numerical approaches, such as finite element and boundary element methods, has improved the ability to address these issues [16]-[19]. Despite their effectiveness, these methods require specific software or complex programming procedures, each with limitations, underscoring the need for a generic, simplified simulation approach that overcomes the limitations of analytical and empirical models.
This study proposes a numerical approach utilising the advantages of the finite element method to predict the airborne sound reduction performance of infinite walls. The model considers the effects of air-filled cavities, without limitations on mass distribution and element shape. It employs basic finite element principles and elements like beams and springs, incorporating the Bloch-Floquet (periodic) boundary condition [20]-[22] to simulate infinite boundaries. This approach addresses air cavity resonances and inclined incident wave with minimal simplification. The proposed model's performance will be compared to existing analytical models to demonstrate its efficacy and advantages.

2 Theoretical and Geometrical aspects

The numerical model simulates two types of lightweight walls: single leaf and double leaf. The double leaf walls can either have an air cavity or an air cavity with a stud. All walls are modelled as infinite periodic structures using Bloch-Floquet theory to accurately capture their behaviour. Figure 1 provides a schematic view and details the material properties of these walls.





c)

Figure 1. Single and double wall schematic view, a) single leaf wall, b) double leaf wall with air-filled cavity, and c) double leaf wall with stud and air-filled cavity.

The finite element model utilises two-node elements for each material: Euler-Bernoulli beams with six degrees of freedom for plasterboard, bar element with one degree of freedom for the air cavity (with or without a stud), and the stud itself (considering only web stiffness). All connections are rigid. Figure 2 shows this model. To represent the infinite wall, the unit cell length is used with Bloch-Floquet applied for extension. The figure also illustrates the two types of wave incidence considered: normal and inclined wave.

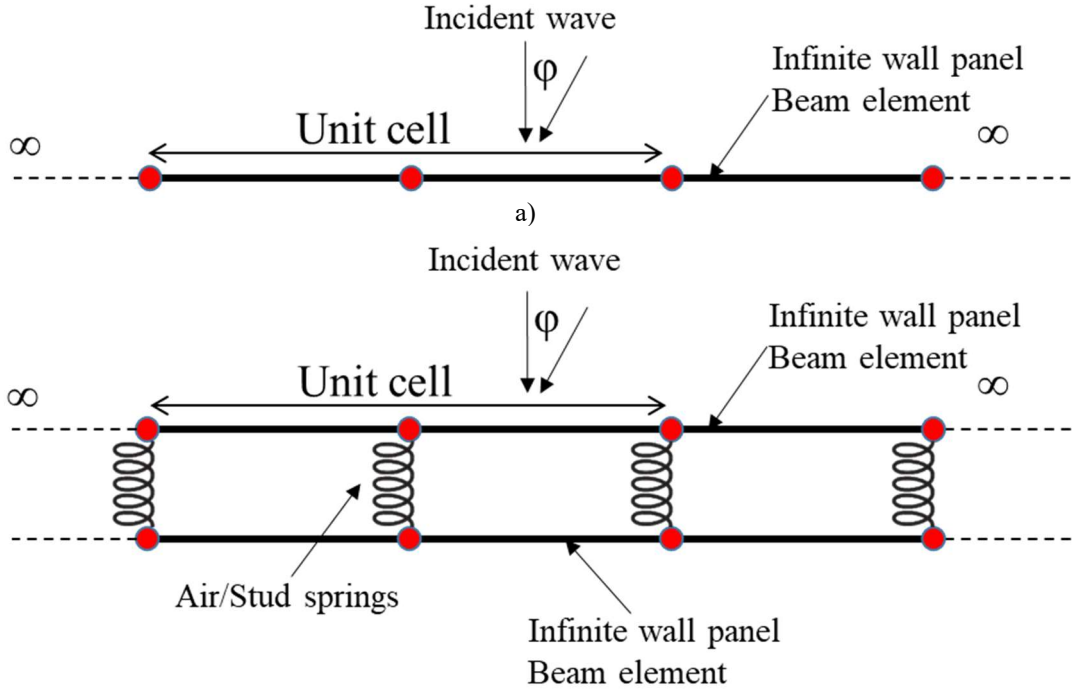


Figure 2. The mathematical model of the walls, a) single leaf wall model and b) double leaf wall model.

The material properties considered in the simulation are presented in Table 1.

Table 1. Material properties of the elements

Material	Thickness [m]	Density $\left[kg/m^3\right]$	Module of elasticity $\left[kg/m^2\right]$	Damping coefficient	Sound speed $[m/s]$
Plasterboard-01	0.013	820	3.2e9	0.03	-
Plasterboard-02	0.026	820	3.2e9	0.03	-
Air	-	1.21	-	-	343

As a first step, the proposed model should be verified for single leaf walls. This type of system has a well-known theoretical performance prediction model. Hence, as a first approach, the proposed finite element model will be compared with analytical models. Then, the model will be extended for double leaf panels with air-filled cavity. The finite element model is compared with Mechel, Mass law, Paris, and Cremer models for single leaf walls. Figure 3 illustrates the model performance compared to the analytical models. The proposed model follows the same trend and values for the frequencies lower than the critical frequency of the panel and captures the sound attenuation changes in critical frequency and its vicinity.

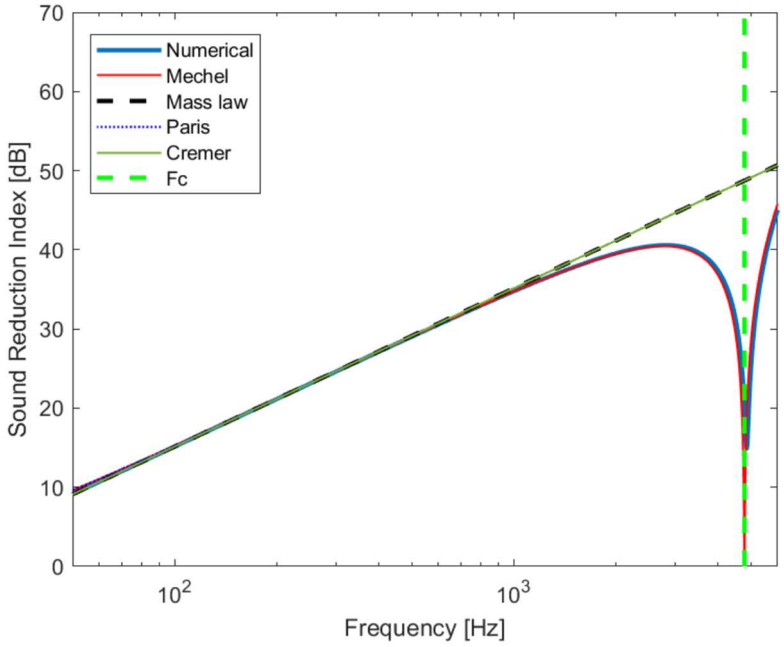


Figure 3. Single leaf wall model verification.

2.1. Mesh sensitivity and critical frequencies of double leaf walls

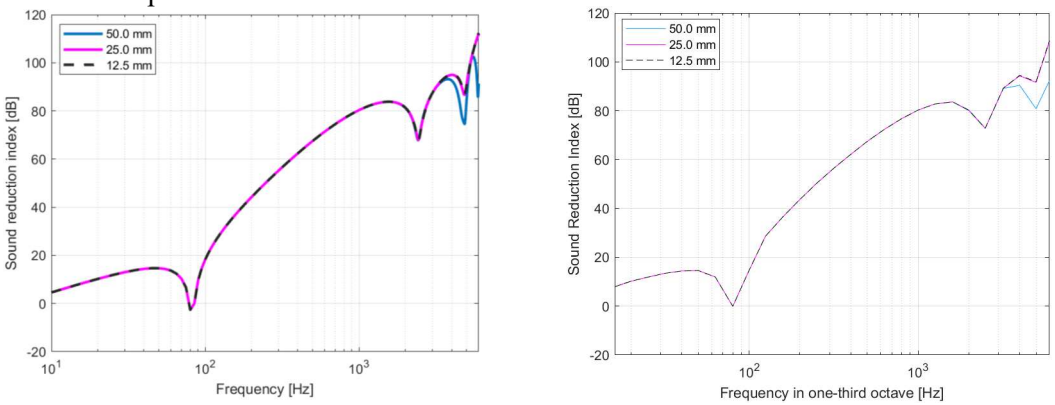
A crucial step in finite element modelling is ensuring the chosen mesh size accurately captures the behaviour we are interested in. We first perform a mesh sensitivity analysis on the double leaf wall (without stud and with air-filled cavity) to determine the optimal mesh size. This analysis is crucial as double walls are more sensitive to mesh size due to their material variations and dimensions. Three element sizes will be considered for the unit cell length: 0.05m, 0.025m, and 0.0125m. Following this analysis, we will proceed with simulations of both single and double leaf walls. Furthermore, to evaluate the accuracy of the model resonance frequency of double and single leaf walls are calculated based on analytical methods (see equations (1) and (2)).

$$F_c = \frac{c_0^2}{2\pi t}.\sqrt{\frac{12\rho(1-v^2)}{E}}.\left(\frac{1}{cos^2(\varphi)}\right), \quad (1)$$

$$F_{ress} = \frac{1}{2\pi\cos(\varphi)}\sqrt{\frac{c_0^2.\rho_0}{D}.\frac{(m_1+m_2)}{m_1.m_2}}, \quad (2)$$

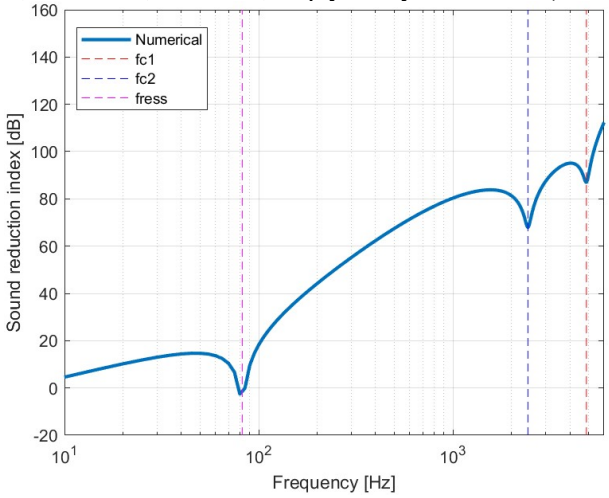
Figure 4 presents the results of our mesh sensitivity analysis for the double-leaf wall model. This analysis involves running simulations with different mesh sizes and observing how the results, particularly the resonance frequencies, change. Ideally, as the mesh gets finer (smaller element sizes), the results should converge towards a stable value. According to the mesh sensitivity analysis, the mesh size of 25mm (24 elements for each panel) is considered the maximum element size.

Figure 5 plays a key role in validating our model's accuracy. It compares the resonance frequency obtained from our finite element model with potentially known or expected values (e.g., from analytical solutions or experiments). As evident in the figure, the model's predicted resonance frequency aligns well with the expected value.



a) b)

Figure 4. Mesh sensitivity analysis, a) Frequency range and b) one-third octave band, (Double leaf wall under 45º incident, Gypsum board 1: ρ=820 kg/m3, E=3.2GPa, t=0.013m, Gypsum board 2: ρ=820 kg/m3, E=3.2GPa, t=0.026m, empty cavity of D=0.15m).



,

Figure 5. Resonance frequencies: Numerical simulation of double leaf walls (Double leaf wall under 45º incident, Gypsum board 1: ρ=820 kg/m^3, E=3.2GPa, t=0.013m, Gypsum board 2: ρ=820 kg/m^3, E=3.2GPa, t=0.026m, empty cavity of D=0.15m).

However, another important factor influencing the overall sound transmission performance is the presence of resonances within the air cavity. The following section addresses this crucial phenomenon and proposes a solution for incorporating it into the model.

2.2. Air gap resonances

An important aspect of double leaf wall behaviour is related to the resonance inside the air cavity. The numerical model should be able to capture the related resonance frequencies properly. Generally, this can be achieved by introducing acoustic elements for air cavities. But to avoid this approach and keep the simulation procedure as simple and efficient as possible in this paper, first increasing the element number of the air springs will be investigated. This approach allows capturing air resonance frequencies by introducing higher mode shapes of air springs.

As can be seen in Figure 6, including a series of springs as air instead of single spring element results in capturing resonance frequencies inside the air-filled cavity. The corresponding frequencies can be calculated according to the following formula:

$$f_a = \frac{c_{air}.k}{D.\cos(\varphi)} \tag{3}$$

As illustrated in Figure 6, the numerical model demonstrates a robust capability to predict the critical frequencies of the entire wall system with remarkable accuracy. This includes not only the overall structural behaviour but also the individual responses of the single plates and the resonant behaviour of the air contained within the cavity.

The model's accuracy in predicting these critical frequencies is pivotal for several reasons. Firstly, it enables a precise understanding of the dynamic interactions within the double-wall structure, which is essential for optimising its acoustic performance and structural integrity. By accurately capturing the resonant frequencies of the single plates, the model ensures that any potential issues related to plate vibrations, such as increased noise transmission, can be effectively mitigated.

Secondly, the model's ability to predict the resonant frequencies of the air cavity is particularly significant. The air within the cavity can act as a medium for sound waves, potentially amplifying certain frequencies if not properly managed. By accurately simulating these resonant frequencies, the numerical model helps in designing wall systems that minimise unwanted acoustic resonance, thereby enhancing the overall sound insulation properties of the wall.

As shown in Figure 6, by dividing the air spring into smaller elements, the model can predict all structural and air-filled cavity frequencies. With just one element (150mm), the model will be equal to the first model discussed in the previous section. While by decreasing the element size to 2.34mm, the

finite element model will be able to capture structural and all first three air gap frequencies properly.

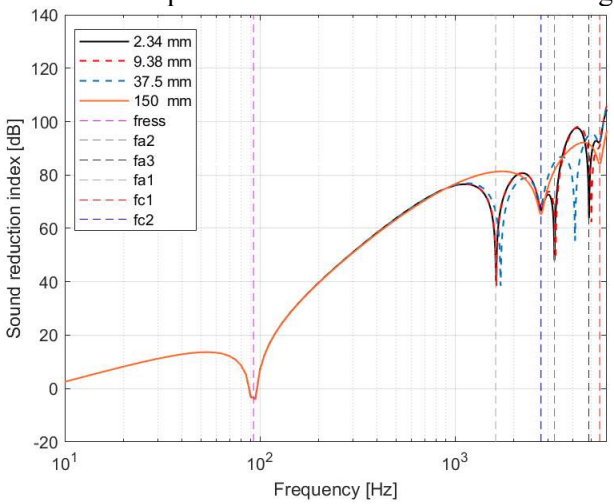


Figure 6. Air resonance frequencies: Numerical simulation of double leaf walls (Double leaf wall under 45° incident, Gypsum board 1: ρ=670 kg/m^3, E=2.2GPa, t=0.0125m, Gypsum board 2: ρ=670 kg/m^3, E=2.2GPa, t=0.025m, empty cavity of D=0.15m).

2.3. Efficient air-gap model

Up to section 2.2, the numerical model shows a good agreement with theoretical solutions. Despite the model precision, the efficiency of the model will be one of the challenges. To reach the accuracy of structure and air behaviour (considering the stud effect), the minimum number of elements for both air springs and panels will be equal to 1520 (24 elements for each panel and 64 elements for each air spring) for a periodic wall with 600 mm periodicity. To address this issue, a new frequency dependent air spring is proposed. Figure 7 illustrates a schematic view of the proposed spring model.

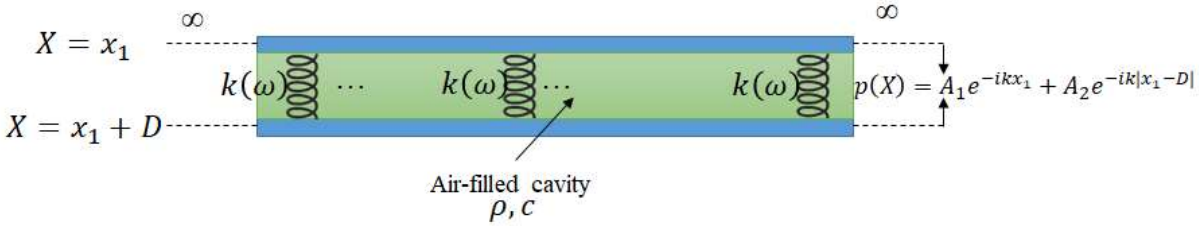


Figure 7. Pressure field equation of the fluid between the panels.

Having the pressure field equation in the fluid, the displacement of the fluid in the vicinity of the solid element can be calculated as a field variable. Considering only one-dimensional motion results in an analytical spring to be coupled with solid finite element model. Figure 8 shows the result comparison of the pure finite element model and the efficient model. In this case, a minimum number of 287 elements was necessary to reach the same accuracy. The CPU times for running the code are 137 seconds and 3.2 seconds for pure finite element and proposed efficient model, respectively.

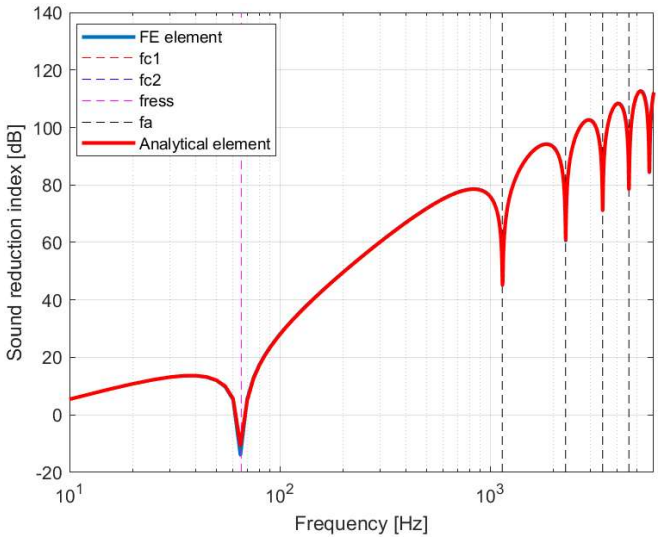


Figure 8. Comparison of FE air spring and proposed analytical air spring: Numerical simulation of double leaf walls (Double leaf wall under 0° incident, Gypsum board 1: ρ=670 kg/m^3, E=2.2GPa, t=0.0125m, Gypsum board 2: ρ=670 kg/m^3, E=2.2GPa, t=0.025m, empty cavity of D=0.15m).

3 Comparison of analytical and numerical models

The performance of the proposed finite element (FE) model will be evaluated by comparing it with a well-established analytical model. This model was chosen to analyse both normal and inclined wave incident. So, in what follows, the analytical model of the Mechel [23] is compared to the proposed finite element-based model in all frequency ranges.

Figure 9 shows the comparison of numerical and analytical models. As shown from the figure, the model has a good agreement with the analytical model in all three aspects of critical frequencies in structure and the air gap for normal wave incidence.

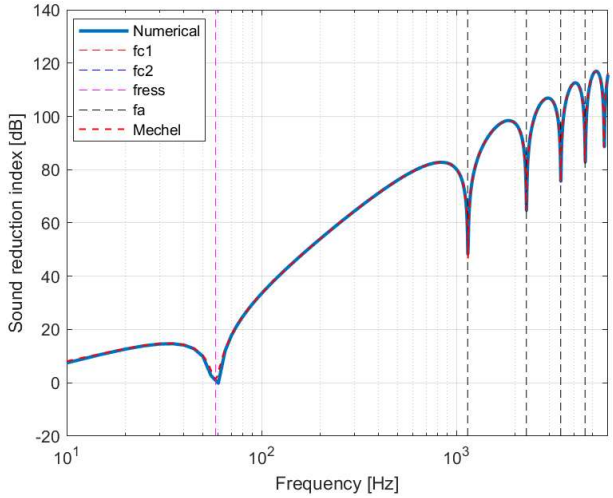


Figure 9. Comparison of Numerical and Analytical models (Double leaf wall under 0° incident, Gypsum board 1: ρ=820 kg/m^3, E=3.2GPa, t=0.013m, Gypsum board 2: ρ=820 kg/m^3, E=3.2GPa, t=0.026m, empty cavity of D=0.15m).

Figure 10 illustrates the results of the numerical and analytical models for the case of 45 degree sound incidence. It can be seen that there is a good agreement between numerical and analytical results, despite

the higher drops in critical frequencies which are due to considering different methods to consider the air and material damping in numerical and analytical models.

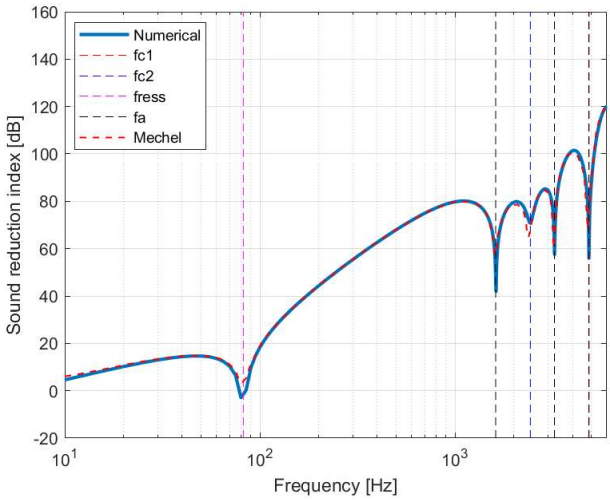


Figure 10. Comparison of Numerical and Analytical models (Double leaf wall under 45° incident, Gypsum board 1: ρ=820 kg/m^3, E=3.2GPa, t=0.013m, Gypsum board 2: ρ=820 kg/m^3, E=3.2GPa, t=0.026m, empty cavity of D=0.15m).

4 Conclusion

In this study, we have proposed a finite element-based model to analyse the one-dimensional behaviour of lightweight walls in terms of the sound reduction index. The wall panels are represented by two-node beams, while the air-filled cavity behaviour is initially modelled using elastic springs. To enhance the model's efficiency, an analytical air spring was developed to more accurately represent the air-filled cavities.

To evaluate the model's performance, we compared it with an analytical model under two scenarios: a double-leaf wall with an empty cavity subjected to a normal incident wave, and the same wall subjected to an inclined incident wave. The numerical simulations demonstrated good performance in predicting both the resonance frequency and the behaviour across low to high frequencies, accurately capturing the resonance within the cavity.

The simplified model provided reliable results for predicting the sound reduction index. Additionally, for a single-leaf wall, the model's performance was found to be acceptable when compared to the analytical results, effectively predicting the wall's behaviour.

Furthermore, the model can be extended to the wall systems with studs by the same approach used for air springs as a future extension of the problem.

Acknowledgements

This research is sponsored by FCT/MCTES through national funds (PIDDAC) under the R&D Unit Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), under reference UIDB/04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020); under the Associate Laboratory Advanced Production and Intelligent Systems ARISE under reference LA/P/0112/2020, and by the Innovation Pact "R2UTechnologies | modular systems" (C644876810-00000019), by "R2UTechnologies" Consortium, co-financed by NextGeneration EU, through the Incentive System

"Agendas para a Inovação Empresarial" ("Agendas for Business Innovation"), within the Recovery and Resilience Plan (PRR).

References

[1] M. Lawson, R. Ogden, and C. Goodier, Design in modular construction. NewYork: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2014.

[2] R. M. Lawson, R. Ogden, R. Pedreschi, S. Popo-Ola, and J. Grubb, "Developments in pre-fabricated systems in light steel and modular construction," Struct. J., vol. 83, no. 6, pp. 28–35, 2005.

[3] M. T. Gorgolewski, P. J. Grubb, and R. M. Lawson, "Modular Construction using Light Steel Framing:Design of Residential Buildings," 2001.

[4] R. M. Lawson, "SCI P348, Building Design Using Modules," 2007. [Online]. Available: www.steel-sci.org

[5] B. Milovanović, M. Bagarić, M. Gaši, and N. Vezilić Strmo, "Case Study in Modular Lightweight Steel Frame Construction: Thermal Bridges and Energy Performance Assessment," Appl. Sci., vol. 12, no. 20, p. 10551, Oct. 2022, doi: 10.3390/app122010551.

[6] R. M. Lawson and R. G. Ogden, "'Hybrid' light steel panel and modular systems," Thin-Walled Struct., vol. 46, no. 7–9, pp. 720–730, Jul. 2008, doi: 10.1016/j.tws.2008.01.042.

[7] M. T. Gorgolewski and G. H. Couchman, "SCI P320-Acoustic Performance of Light Steel Framed Systems:Meeting the new requirements of Part E of the Building Regulations (2003)," 2003.

[8] S. Paul, G. F. Radavelli, and A. R. da Silva, "Experimental evaluation of sound insulation of light steel frame façades that use horizontal inter-stud stiffeners and different lining materials," Build. Environ., vol. 94, pp. 829–839, Dec. 2015, doi: 10.1016/j.buildenv.2015.08.010.

[9] A. London, "Transmission of reverberant sound through single walls," Natl. Bur. Stand., vol. 42, 1949.

[10] A. London, "Transmission of Reverberant Sound Through Double Walls," Resea r ch Natl. Bur. Stand., vol. 44, 1950.

[11] F. J. Fahy and P. Gardonio, Sound and Structural Vibration Radiation, Transmission and Response. Academic Press, 2006.

[12] L. Cremer, M. Heckl, and B. A. . Petersson, Structure-Borne sound, structural vibration and sound radiation at audio frequencies. Springer Berlin Heidelberg, 2005.

[13] J. L. Davy, "Predicting the sound insulation of single leaf walls: Extension of Cremer's model," J. Acoust. Soc. Am., vol. 126, no. 4, pp. 1871–1877, Oct. 2009, doi: 10.1121/1.3206582.

[14] A. Santoni, J. L. Davy, P. Fausti, and P. Bonfiglio, "A review of the different approaches to predict the sound transmission loss of building partitions," Build. Acoust., vol. 27, no. 3, pp. 253–279, Sep. 2020, doi: 10.1177/1351010X20911599.

[15] V. Hongisto, "Sound insulation of double panels - Comparison of existing prediction models," Acta Acust. united with Acust., vol. 92, no. 1, pp. 61–78, 2006.

[16] N. Atalla and F. Sgard, Finite element and boundary methods in structural acoustics and vibration. CRC Press, 2015.

[17] W. Desmet and D. Vandepitte, " Finite Element Method for Acoustics " Finite Element Modeling for Acoustics. 2005.

[18] D. Soares and L. Godinho, “An optimised BEM–FEM iterative coupling algorithm for acoustic–elastodynamic interaction analyses in the frequency domain,” Comput. Struct., vol. 106–107, pp. 68–80, Sep. 2012, doi: 10.1016/j.compstruc.2012.04.010.

[19] J. M. P. António, A. Tadeu, and L. Godinho, “Analytical evaluation of the acoustic insulation provided by double infinite walls,” J. Sound Vib., vol. 263, no. 1, pp. 113–129, 2003, doi: 10.1016/S0022-460X(02)01100-8.

[20] P. Gómez García and J.-P. Fernández-Álvarez, “Floquet-Bloch Theory and Its Application to the Dispersion Curves of Nonperiodic Layered Systems,” Math. Probl. Eng., vol. 2015, pp. 1–12, 2015, doi: 10.1155/2015/475364.

[21] Léon Brillouin, Wave Propagation in Periodic structures, First Edit. McGraw-Hill Book company, Inc., 1946.

[22] D. Duhamel, B. R. Mace, and M. J. Brennan, “Finite element analysis of the vibrations of waveguides and periodic structures,” J. Sound Vib., vol. 294, no. 1–2, pp. 205–220, 2006, doi: 10.1016/j.jsv.2005.11.014.

[23] F. P. Mechel, Formulas of Acoustics. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008. doi: 10.1007/978-3-540-76833-3.

SE 4

Métodos e estratégias sustentáveis de redução do ruído do tráfego

Métodos y estrategias sostenibles de reducción del ruido del tráfico

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

RELAÇÃO INCÓMODO PERCEBIDO EM ESPAÇOS DE BAIXA VELOCIDADE OPERACIONAL E PROPRIEDADES ACÚSTICAS DO RUÍDO DE TRÁFEGO

Frederico Pereira[1], Dário Machado[1], Raul Almeida[2], José Neto[2], Emanuel Sousa[1], Elisabete F. Freitas[2]

[1]CCG/ZGDV Institute, Universidade do Minho, Campus de Azurém, 4800-058 Guimarães Portugal
{Frederico.Pereira@ccg.pt, Dario.Machado@ccg.pt, Emanuel.Sousa@ccg.pt}
[2]ISISE, ARISE, Universidade do Minho, Campus de Azurém, 4800-058 Guimarães, Portugal
{b8375@civil.uminho.pt, pg46711@alunos.uminho.pt, efreitas@civil.uminho.pt}

Resumo
Para manipular eficazmente as propriedades sonoras dos pavimentos rodoviários, é da maior relevância explorar as condições em que as pessoas percebem diferenças no espetro de ruído propagado da interação pneu-pavimento em termos de frequência e magnitude. A absorção sonora é uma propriedade acústica que contribui para a atenuação do ruído pneu-pavimento, sendo assim essencial para a conceção de pavimentos de baixo ruído. Neste contexto, esta investigação tem como objetivo explorar os resultados de testes subjetivos de incomodidade, considerando os efeitos desta propriedade. Uma vez que o estudo é particularmente relevante para espaços de coexistência e de baixa velocidade, foram produzidos vários sons sintéticos a partir da manipulação do espetro de ruído de tráfego medido numa superfície rodoviária urbana típica pelo método da proximidade imediata a 30 km/h. Estes sons foram utilizados como estímulos para realizar testes de perceção do incómodo, numa amostra de 15 indivíduos expostos a ambiente imersivo controlado. As conclusões podem ser utilizadas para apoiar a seleção de superfícies rodoviárias, mobiliário urbano e vegetação.

Palavras-chave: ruído pneu-pavimento, ruído de tráfego, incomodidade, absorção sonora.

Abstract
To efficiently manipulate sound-related properties of road surfaces, it is of utmost relevance to explore the conditions people perceive differences in the noise spectrum generated in the tyre-road interaction in terms of frequency and magnitude. Sound absorption is an acoustic-related property contributing to the mitigation of tyre-road noise, thus essential for the design of low-noise pavements. In this context, this research is aimed at exploring the results of subjective annoyance tests considering the effects of this property. As the study is particularly relevant for low-speed and shared areas, from a reference traffic noise spectrum measured at 30 km/h on a typical urban road surface by the close-proximity method, several synthetic traffic sounds were produced. These sounds were used as stimuli to perform annoyance perception tests with a sample of 15 subjects exposed to an immersive controlled environment. The insights can be used to support road surfaces, urban furniture and vegetation selection.

Keywords: Tyre-road noise, traffic noise, annoyance, sound absorption.

PACS no. 43.50.Lj, 43.55.Ev, 43.66.Lj

1 Introdução

A conceção de espaços de coexistência visa a criação de zonas onde a segurança, funcionalidade e qualidade de vida oferecida aos seus utilizadores seja promovida e valorizada de uma forma integrada. Estudos sobre o impacto social destas zonas referem a sua incapacidade de devolver a rua a peões e ciclistas, porque os utilizadores não se sentem necessariamente mais seguros quando as utilizam. Uma das razões para o desenvolvimento de uma baixa sensação de segurança em áreas de baixa velocidade operacional dos veículos é o facto da conceção destes espaços se concentrar nos elementos físicos e negligenciar o efeito da paisagem sonora nos seus utilizadores, especialmente nos peões. A investigação recente salienta o efeito relevante do ruído na segurança das pessoas, e reforça os seus impactos no conforto e bem-estar de uma forma geral.

Neste contexto, o reconhecimento e reposição de condições de equilíbrio nestes espaços é vital para o sucesso da devolução dos espaços urbanos às pessoas. No entanto, poucos estudos até agora analisaram como a conceção de espaços de coexistência afeta a perceção do som, tanto numa perspetiva de segurança como de prazer/conforto [1]. Esta atitude pode ser explicada por se negligenciar o ruído de tráfego associado a velocidades operacionais muito baixas. Com o aumento do número de veículos elétricos em circulação e a redução do ruído dos motores em geral, tornou-se fundamental estudar como a conceção do pavimento pode melhorar a perceção sonora de veículos que se aproximam em ambientes muito complexos [2]. Esta alteração de paradigma conduz a um estudo detalhado do ruído de interação pneu-pavimento a velocidades muito baixas.

Barros et al. [3] abordaram esta questão comparando indicadores psicoacústicos obtidos a diversas velocidades de circulação, em superfícies de pavimentos urbanos, com diferentes estados de conservação. Neste estudo foi mostrado que pavimentos em pedra (cubos de granito) ou degradados se destacam dos pavimentos em betão betuminoso extensivamente utilizados em áreas urbanas, e ficaram definidas algumas linhas de orientação, quer para uso dos pavimentos, quer para estudos futuros.

Como a solução para manter ou melhorar a segurança dos espaços de coexistência não deve passar por aumentar o nível de ruído para poder ser um veículo percebido pelos utilizadores dos espaços públicos, aumentando provavelmente o incómodo, é preciso explorar num ambiente complexo este equilíbrio.

O ruído de interação pneu-pavimento é determinado por diversos fatores, relacionados com os pneus e com as características dos pavimentos [4]. Manipulando-os adequadamente é possível encontrar as combinações favoráveis para ambientes urbanos complexos.

Num cenário típico urbano, o efeito das reflexões sonoras do ruído emitido por um veículo em movimento pode ter uma contribuição significativa na caracterização do som ouvido por um peão. Sendo que o pavimento constitui sempre uma superfície de reflexão, uma oportunidade para controle do caráter destas reflexões apresenta-se no adequado desenho das propriedades acústicas dos pavimentos, explorando os mecanismos de dissipação de energia acústica por absorção [5].

Neste sentido, este estudo começou por caracterizar em termos de absorção sonora pavimentos flexíveis tradicionais e potencialmente de baixo ruído, e a partir das categoriais de absorção sonora definidas propôs-se estudar como a modulação do espectro de ruído pneu-pavimento, de acordo com características de absorção do pavimento, pode afetar a perceção de incómodo.

2 Materiais e métodos

2.1 Características físicas das camadas de pavimento

Para a determinação da absorção sonora foi efetuada a formulação de nove misturas betuminosas utilizadas como camadas superficiais de pavimentos rodoviários com materiais inovadores, compreendendo cinco tipos, como se segue:

- uma amostra é do tipo betão betuminoso para camadas superficiais (AC), sendo de utilização corrente em áreas urbanas;
- uma amostra (ACCR) incorpora borracha granulada em 5% do seu volume, substituindo assim parte dos agregados (método seco);
- uma amostra (HDPE) incorpora resíduos de polietileno de alta densidade correspondente a 6% de peso de ligante;
- seis amostras incluem argila expandida em 10% do seu volume, das quais três com elevado índice de vazios (PAC) e três com médio índice de vazios de ar (OGA).

A Tabela 1 resume as principais características e propriedades dessas misturas. Com a incorporação destes materiais nas misturas betuminosas espera-se que os coeficientes de absorção sejam diferentes, não só devido ao seu volume de vazios, mas também devido à dimensão dos agregados (Dmax) e natureza dos materiais incorporados. A dimensão das amostras é 300 × 300 mm², com uma espessura que varia entre 3 e 8 mm.

Tabela 1 – Propriedades das camadas superficiais de pavimentos rodoviários.

Amostra	Dmax (mm)	Betume (%)	Volume de vazios (%)	Espessura (mm)	Agregado especial	
					Tipo	(%)
AC	14	5.0	8.3	4	-	-
PAC 5.9	6	5.9	23.6	3	Argila expandida	10 (por volume)
OGA 5.9	6	5.9	16.3	3	Argila expandida	10 (por volume)
PAC 6.4	6	6.4	24.7	3	Argila expandida	10 (por volume)
OGA 6.4	6	6.4	16.8	3	Argila expandida	10 (por volume)
PAC 6.9	6	6.9	25.6	3	Argila expandida	10 (por volume)
OGA 6.9	6	6.9	18.7	3	Argila expandida	10 (por volume)
ACCR	14	5.3	6.7	8	Borracha	5 (por volume)
HDPE	14	5.0	7.5	4	Polímeros	6 (por peso do betume)

2.2 Características acústicas das camadas superficiais

De modo a caracterizar a absorção das 9 amostras de pavimento produzidas, efetuaram-se medições nestas utilizando um tubo de impedância com 80 mm de diâmetro, implementando o método de Função de Transferência com dois microfones para monitorização de pressão sonora ao longo do tubo [6]. Este dispositivo dispõe de uma fonte sonora acoplada a uma das suas terminações, estando a outra terminação aberta. Para medição da absorção, a terminação aberta deverá assentar na superfície da amostra a ser medida. Para cada amostra, o coeficiente de absorção foi determinado numa gama de frequências de 250 Hz a 2.5 kHz, em bandas de ⅓ oitava (Figura 1) de acordo com as diretivas da norma ISO 10534-2 [7].

Para efeitos do estudo apresentado, as 9 amostras foram agrupadas em 3 categorias de perfis de absorção, alta, média e baixa. Estes 3 perfis diferem mais significativamente entre si quanto ao comportamento de absorção na vizinhança dos 1 kHz. Nesta banda, para o perfil de baixa absorção, o valor de coeficiente de absorção resulta em 0.12, enquanto para o perfil de alta absorção resulta 0.72, já o perfil de média absorção apresenta na mesma banda um coeficiente de 0.43.

Para a amostra de referência AC, verifica-se um coeficiente de absorção de 0.15 (1 kHz), inserindo-se na categoria de pavimentos de baixa absorção (Figura 1).

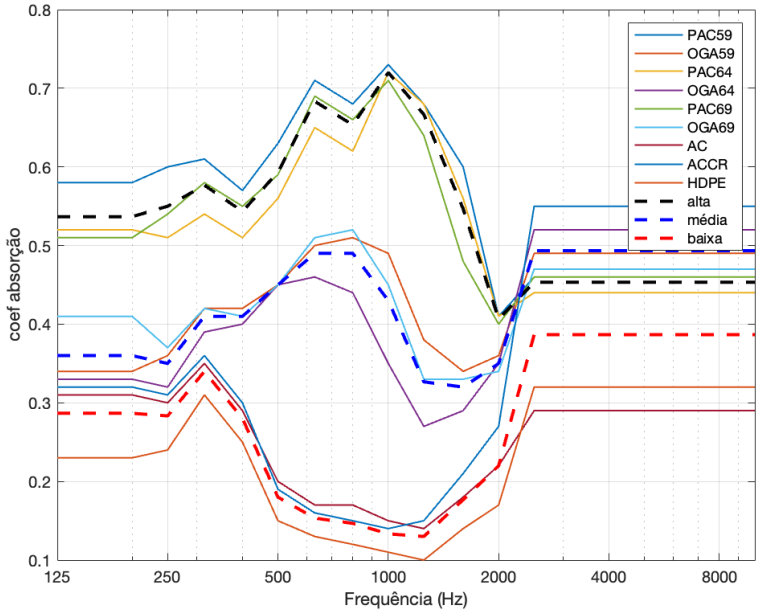


Figura 1 – Coeficientes de absorção estimados para as 9 amostras de pavimento em ⅓ oitava.

2.3 Medição do ruído pelo método CPX e síntese de estímulos sonoros

Para a obtenção do ruído pneu-pavimento no pavimento de referência (AC), recorreu-se ao método CPX. A aquisição do ruído gerado pela interação pneu-pavimento foi realizada com recurso a dois microfones Free-field ½ Type 4190 conectados à plataforma portátil Pulse Type 3560-C da Brüel & Kjær. A disposição dos microfones foi feita de acordo com os critérios impostos pela norma ISO 11819-2 num veículo ligeiro. Os pneus utilizados no veículo aquando da realização da aquisição dos sons foram os pneus de ensaio SRTT (*Standard Reference Test Tyre*) com as dimensões 225/60R16.
Os sinais registados foram posteriormente analisados, procedendo-se à escolha de um segmento de 5 s de duração, livre de ruídos de interferência, adequado para a produção de estímulos auditivos. Este segmento de sinal áudio constitui a base para a produção de estímulos sonoros mantendo as características distintas de ruído pneu-pavimento.
A formulação de propagação sonora de ruído de tráfego, desde a fonte para um hipotético ouvinte a determinada distância (*far-field*) relativa à passagem *pass-by* de um veículo, contempla não só uma componente direta, mas também uma importante componente devida à interação com objetos e superfícies. No caso geral mais elementar deste cenário (Figura 3), o som que chega ao ouvinte contém uma componente de reflexão no pavimento, sendo esta afetada pelas características acústicas do pavimento.
A componente refletida interage na posição do ouvinte com o som direto, podendo ter uma contribuição positiva em determinada região do espetro audível, como no caso de pavimentos caracterizados por baixos coeficientes de absorção, refletindo grande parte de energia. Por outro lado, pavimentos de alta absorção, resultam em atenuações energéticas mais significativas, resultando em mínimos locais no espetro [8].
Para os pavimentos tipo avaliados, o perfil de baixa absorção reflete grande parte de energia na região vizinha dos 1000 Hz, com menos de 1dB de atenuação. Para o perfil de alta absorção, apresenta para a mesma região um mínimo de quase 6 dB de atenuação, resultante de energia absorvida pelo material de pavimento (Figura 2).

Neste sentido, as características da componente refletida desempenham um papel fundamental na perceção de ruído, podendo esta contribuir positivamente ou negativamente na avaliação da incomodidade proveniente de ruído de tráfego.

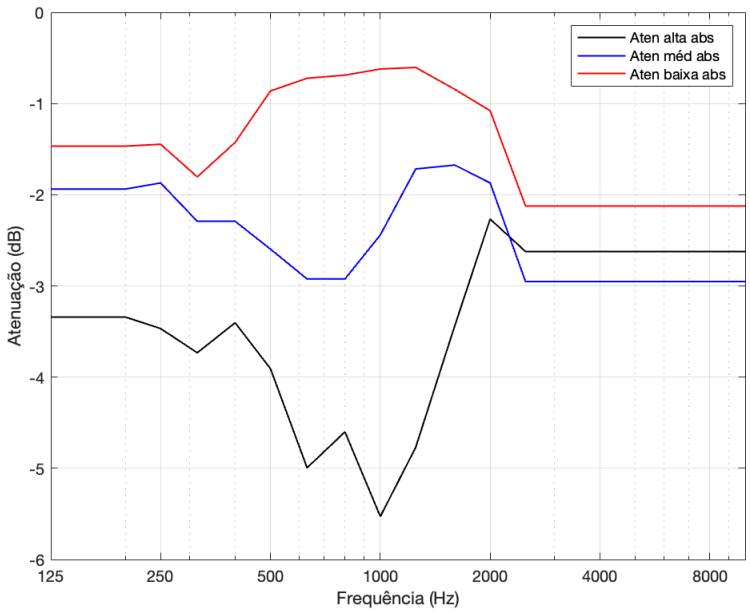


Figura 2 – Perfis tipo de atenuação da energia refletida para os pavimentos de alta, média e baixa absorção.

Para o estudo apresentado, realizaram-se experiências auditivas onde é disponibilizado ao ouvinte um sinal sonoro representando as diferentes características sonoras da componente refletida na superfície de pavimento. O algoritmo de acústica geométrica para computação da propagação destas reflexões é derivado pelo método de *image source*, tendo em conta a localização de uma fonte equivalente de ruído de rolamento, como ilustrado na Figura 3 [8][9].

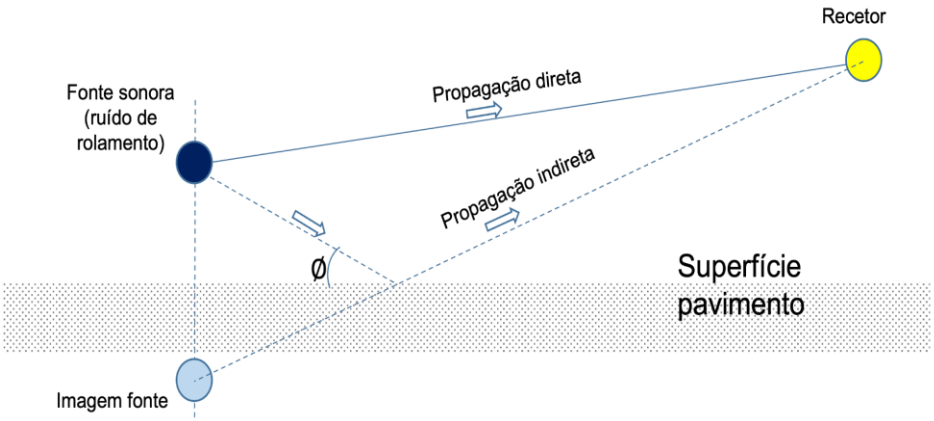


Figura 3 – Esquema de propagação de ruído, desde fonte sonora (ruído de rolamento) até a um ouvinte. De forma simplificada (acústica geométrica) são computadas as componentes de propagação direta, e indireta (a reflexão na superfície de pavimento).

2.4 Avaliação de incómodo

2.4.1 Participantes e equipamento

Um total de 15 participantes foram recrutados para participar neste estudo, com idades compreendidas entre 18 e 45 anos. Cada experiência demorou aproximadamente 20 minutos, incluindo o tempo alocado para a sessão de prática/tutorial. O estudo foi elaborado no Centro de Computação Gráfica utilizando um equipamento de realidade virtual (VR). Foi utilizado para visualização um dispositivo *Head-Mounted Display* (HMD) modelo Varjo XR-3, acompanhado por um sistema de processamento com um processador Intel i9-13900K 3.00 GHz, capacidade de memória RAM de 64 GB e placa gráfica *NVIDIA GeForce RTX* 4090 24 GB. O ambiente virtual foi modelado usando o *Unreal Engine* versão 5.3 [10] com o *Google Ressonance Plugin* [11] instalado. A framework SteamVR [12] e duas SteamVR Base Stations 2.0 foram usadas para fazer a captura do movimento do capacete HMD utilizado pelos participantes. Os estímulos sonoros foram apresentados aos participantes via auscultadores tipo "abertos" Sennheiser HD 650. Os auscultadores foram equalizados (compensação de curva de resposta [13]) para simular o mais realisticamente possível o ambiente sonoro.
A utilização do equipamento de VR, incluindo auscultadores, permite uma elevada imersão no ambiente virtual.
Nesta experiência foi usado um ambiente virtual que corresponde a um cenário urbano, modelado com esta experiência em vista. O cenário é composto por edifícios, árvores, zonas verdes, mobiliário urbano, e outros objetos nos passeios e praça central. Vários peões foram posicionados em certos pontos do ambiente para aumentar o realismo da experiência e mitigar a sensação de os participantes se sentirem sozinhos no ambiente urbano.
Os veículos modelados circulavam nos dois sentidos da estrada a uma velocidade constante de 30 km/h, em trajetória retilínea.



Figura 4 – Ambiente Virtual recriado em *Unreal Engine*, correspondente a um cenário urbano.

2.4.2 Estímulos sonoros

A produção de estímulos sonoros integra a síntese de 3 sons tipo, baseada na manipulação espectral de uma captura CPX no pavimento de referência (30 km/h), representando a reflexão do ruído de rolamento produzida para 3 perfis de pavimento (alta, média e baixa absorção). Da manipulação resultam sinais áudio de duração de 5 s servindo de *loops* base para apresentação do estímulo experimental.

Os estímulos auditivos experimentais consistem na apresentação binaural destes sinais áudio, na simulação de uma passagem *Controlled Pass-By* (CPB), em ambiente virtual.
Os sinais auditivos reproduzidos foram previamente calibrados para um ouvinte virtual numa posição de referência (2.2 m distância perpendicular à trajetória CPB simulada), sendo, nesta posição apresentados com níveis de pressão sonora Leq = 73.1, 74.7, e 76,1 dBA para os perfis de alta, média e baixa absorção respetivamente. A captura binaural de uma paisagem sonora tipicamente urbana é reproduzida como ruído de fundo a um nível Leq = 58 dBA.
Os sinais auditivos experimentais incluem a simulação de pistas de localização binaurais e monoaurais via filtragem com *Head Related Impulse Response*s (HRIR) e são apresentadas ao participante via auscultadores Sennheiser HD 650. O processo de espacialização dinâmica está integrado na *framework* de auralização *Unreal* via aplicação do *plug-in Google Resonance*, computando ainda os efeitos de atenuação devidos à distância e meio (ar) na propagação sonora. O sistema de auralização compatibiliza dinamicamente os movimentos de cabeça do participante. Uma representação gráfica do espectro das fontes sonoras simuladas é apresentada na Figura 5.

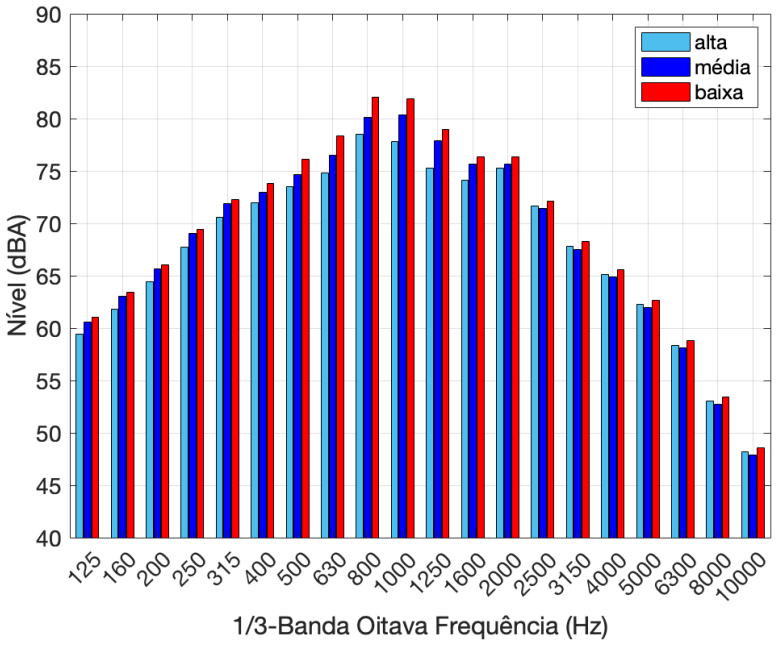


Figura 5 – Gráfico de barras banda ⅓ oitava, (filtro ponderado ‘A’) das fontes sonoros sintetizadas, para os 3 tipos de perfil, alta, média e baixa absorção computados.

2.4.3 Estímulos visuais

Os estímulos visuais foram simulados em realidade virtual, e apresentados através do uso de um dispositivo HMD. O ponto de vista do participante virtual corresponde a uma posição sentada. Para manter consistência na imersão, os participantes também se sentaram numa cadeira fixa. Através do display VR, o participante tem a liberdade de movimentar a cabeça e observar o cenário virtual com visão 360º.
O estímulo começa com uma apresentação de um ecrã escurecido e um indicador de início, visível durante 1 segundo. De seguida, um veículo virtual é apresentado a aproximadamente 62.5 m (7.5 s) do participante e movimenta-se a uma velocidade constante de 30 km/h, passando pelo ouvinte e removido da cena visual a aproximadamente 62.5 m de distância, resultando em aproximadamente 15s de estímulo. No momento em que o veículo é removido, um segundo veículo é apresentado e nessa mesma

posição, inicia uma trajetória idêntica, mas de sentido oposto. Uma vez que este segundo veículo é removido, é apresentado novamente um ecrã obscurecido e um questionário fica visível. A ordem dos sentidos de trajetória dos pares de veículos é aleatorizada.

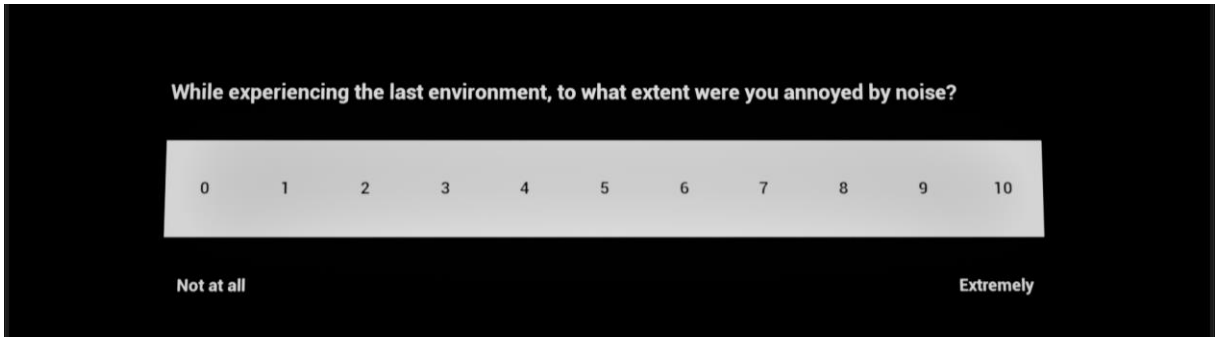


Figura 6 – Questionário apresentado em ambiente virtual para obtenção de resposta do participante. O participante deve indicar a sua resposta numa escala de 0 (“nada incomodado”) a 10 (“extremamente incomodado”) atendendo aos estímulos experimentais apresentados.

2.4.4 Metodologia experimental

Os participantes foram recebidos na sala do simulador e receberam uma introdução ao equipamento VR que iriam usar durante a experiência. Seguidamente, foram dadas as instruções sobre a tarefa que iriam executar. Por conseguinte, foram dadas indicações que iriam, em ambiente virtual estar sentados num banco de jardim, de frente para uma rua, pela qual passariam dois veículos, um em cada sentido. Além disso, no final de cada par de passagens (uma prova), surgiria um questionário requisitando a avaliação subjetiva do nível de incómodo experienciado, numa escala de 0 a 10. Foi-lhes indicado para se comportarem o mais naturalmente quanto possível, como se tratasse de uma experiência em ambiente real. Durante o procedimento experimental, os participantes responderam verbalmente aos questionários indicando o número da escala correspondente, e os investigadores tomaram nota da resposta.
Antes de iniciarem a experiência, os participantes foram submetidos a uma sessão de treino de ~2 minutos. Após terminar a sessão de treino, dava-se início à experiência, com um total de 15 provas (três condições - perfis pavimento), repetidas cinco vezes por participante).

3 Resultados e discussão

3.1 Base de dados

A base de dados que resultou da experiência é composta por 225 observações e 3 variáveis sendo elas:
- Participante - variável que identifica o participante;
- Pavimento - variável que indica qual o tipo de pavimento;
- Incomodidade - variável que indica o nível de incomodidade auditiva causado pelo ruído, numa escala de resposta de 0 a 10.

A Tabela 2 apresenta as estatísticas descritivas da variável *Incomodidade* em que:
- N - representa o tamanho da amostra;
- Tipo de pavimento - representa o tipo de pavimento
- Min, Max, Mediana, Média, SD - representam o valor mínimo, o valor máximo, a mediana, o valor médio, o desvio padrão, respetivamente.

Tabela 2 – Estatísticas descritivas da variável Incomodidade

Tipo de pavimento	N	Min	Max	Mediana	Média	SD
Alta absorção	74	0	8	3	3.49	1.71
Média absorção	75	0	9	4	4.31	1.96
Baixa absorção	75	0	9	3	4.8	2.13

Pode observar-se na Tabela 2 que o valor médio da variável *Incomodidade* para pavimentos com alta absorção foi de 3.49, enquanto para pavimentos com média e baixa absorção apresenta valores médios de 4.31 e 4.8, respetivamente. O pavimento de baixa absorção apresenta o maior desvio padrão, 2.13, enquanto o pavimento com alta absorção apresenta o menor valor do desvio padrão. Isso significa que a variabilidade da variável *Incomodidade* é maior para o pavimento de baixa absorção e é menor para o pavimento de alta absorção.

3.2 Análise da frequência de respostas

A análise da frequência das respostas permite comparar os níveis de incomodidade associados a cada tipo de pavimento. Através da Figura 7 pode observar-se que os pavimentos de alta absorção e baixa absorção apresentam a maior frequência de respostas no nível 3, enquanto o pavimento de média absorção apresenta a maior frequência de respostas no nível 4.

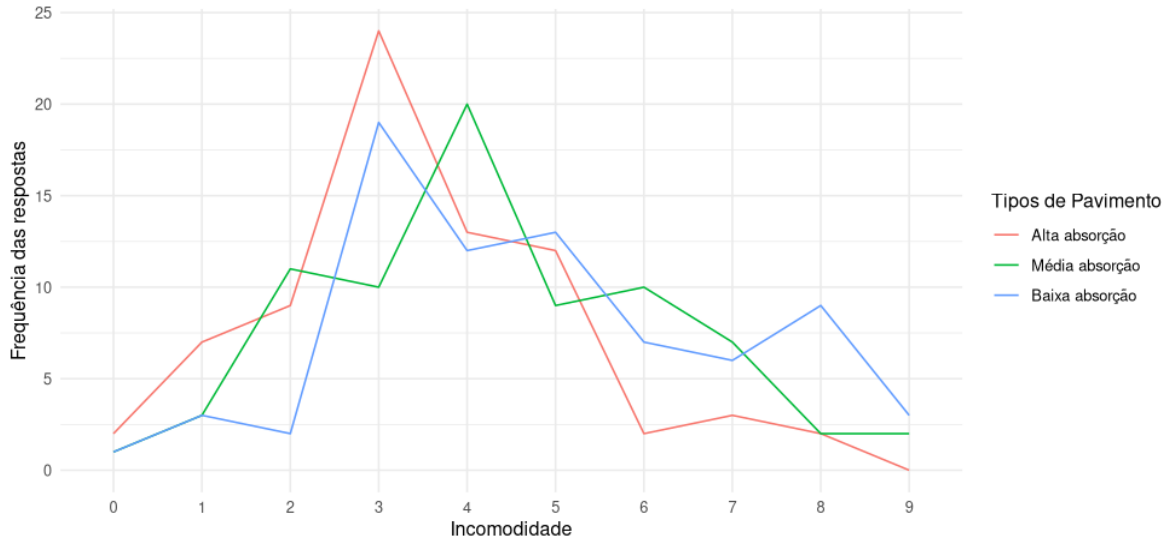


Figura 7 – Gráfico da frequência da variável Incomodidade para cada tipo de pavimento

A distribuição da variável *Incomodidade* para os pavimentos de alta e média absorção apresenta uma assimetria positiva nos valores, por apresentar a reta da mediana próxima do primeiro quartil, enquanto para o pavimento de baixa absorção esta assimetria é negativa (Figura 8). Além disso, observa-se que a reta da mediana para o pavimento de baixa absorção está acima do terceiro quartil dos valores para o pavimento de alta absorção, o que indica que existe uma possível diferença entre os valores da variável *Incomodidade* em pavimentos de alta e baixa absorção. A distribuição dos valores da variável *Incomodidade* do pavimento de média absorção e de baixa absorção aparentam ser semelhantes, diferindo apenas no valor da mediana.

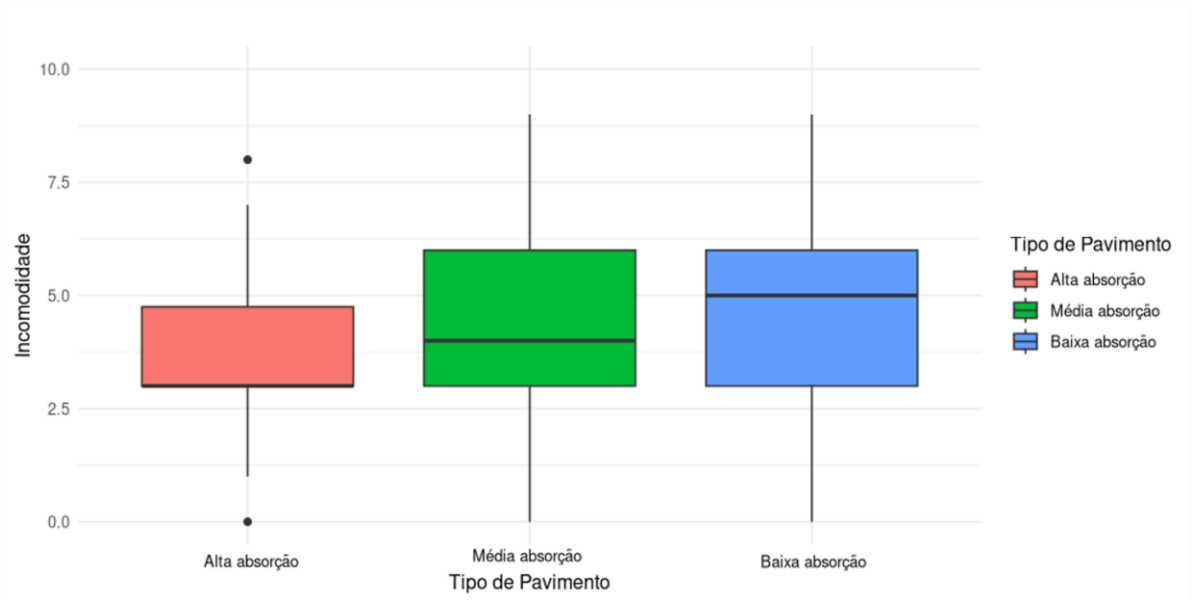


Figura 8 – Gráficos de bigodes das respostas de Incomodidade para cada tipo de pavimento

Ao aplicar o teste de ajustamento de *Shapiro-Wilk* pode observar-se que a distribuição da variável *Incomodidade* em nenhum dos tipos de pavimento segue uma distribuição normal. O resultado do teste de *Kruskal-Wallis* (alternativa não paramétrica à ANOVA) indicou um valor-p inferior a 0.001, indicando que para um nível de significância de 0.05 existem diferenças estatisticamente significativas em pelo menos um dos pares testados.

Ao aplicar o teste de comparações múltiplas de *Wilcoxon* observa-se que, para um nível de significância de 0.05 existem diferenças estatisticamente significativas nos valores da variável *Incomodidade* entre os pavimentos de alta absorção e de média absorção e entre os valores da variável *Incomodidade* do pavimento de alta absorção e baixa absorção enquanto a diferença entre os valores da variável *Incomodidade* do pavimento de média absorção e de baixa absorção não é estatisticamente significativa (Tabela 3).

Tabela 3 – Resultado do teste de comparações múltiplas de Wilcoxon

Tipo de pavimento	Tipo de pavimento	Valor-p
Alta absorção	Média absorção	0.018
Alta absorção	Baixa absorção	< 0.001
Média absorção	Baixa absorção	0.189

4 Conclusões

Neste estudo a absorção sonora de pavimentos rodoviários, foi tipificada em 3 tipologias visando explorar as condições em que as pessoas percebem diferenças no espetro de ruído propagado da interação pneu-pavimento em termos de frequência e magnitude. Para o efeito, foram efetuadas experiências com sujeitos humanos para avaliar a resposta à incomodidade associada a cada tipo de pavimento.

Tendo em conta amplitude da escala usada para avaliação de incomodidade (0-10), a maior frequência de respostas ocorreu a níveis inferiores ao intermédio desta escala, indicando que a maioria dos

participantes não se sentiu muito incomodada por estes estímulos sonoros que representam as tipologias de pavimento (maior frequência no 2 quartil).
Ainda assim, observaram-se diferenças significativas entre os resultados das avaliações subjetivas aos estímulos (pavimentos) de alta e baixa absorção. Estas diferenças indicam que os investimentos em soluções de pavimentos em áreas de velocidade operacional reduzido, como a das zonas de coexistência, que se aproximem dos pavimentos de média absorção terão um impacto reduzido e discutível. Contudo, o resultado sugere o efeito benéfico para mitigação do incomodo de ruido no uso de pavimentos da tipologia de alta absorção.
Este estudo tem por limitação a utilização de um único som de referência, que não integra os mecanismos reais de geração de ruído dos diferentes tipos de pavimentos, tendo este sido manipulado apenas atendendo a características de reflexão. O que advém do facto da absorção ter sido medida em amostras laboratoriais em vez que pavimentos em funcionamento. Contudo, demonstrou-se a aplicabilidade da metodologia adotada para estudos de superfícies de pavimentos inovadoras em contexto laboratorial.

Agradecimentos

Este trabalho foi parcialmente financiado pela FCT / MCTES através de fundos nacionais (PIDDAC) no âmbito da Unidade de I&D Instituto para a Sustentabilidade e Inovação em Engenharia de Estruturas (ISISE), com a referência UIDB / 04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020); do Laboratório Associado de Produção Avançada e Sistemas Inteligentes (ARISE) com a referência LA/P/0112/2020; e do projeto IMPACT - *IMProving users sAfety perCepTion of shared streets: Auditory, visual and geometry-based strategies*, com a referência 2022.06271.PTDC (https://doi.org/10.54499/2022.06271.PTDC).

Referências

[1] Jiang, L., Masullo, M., Maffei, L., Meng, F. y Vorländer, M. (2018). How do shared-street design and traffic restriction improve urban soundscape and human experience? An online survey with virtual reality. *Building and Environment*, 143, 318–328.

[2] Wogalter, M. S., Lim, R. W., & Nyeste, P. G. (2014). On the hazard of quiet vehicles to pedestrians and drivers. *Applied ergonomics*, 45(5), 1306-1312.

[3] Barros, A., Freitas, E. F., Pereira, F., Vuye, C. (2023). Exploring psychoacoustic indicators of tyre/road noise in urban environments. Forum Acusticum 2023, the 10th Convention of the European Acoustics Association, 11 – 15 September, Torino, Italy.

[4] Sandberg, U; Ejsmont, J.A. (2002). Tyre/Road Noise Reference Book. Informex HB, Kisa, Sweden.

[5] Donavan, P. R. (2014). Effect of porous pavement on wayside traffic noise levels. *Transportation Research Record*, 2403(1), 28-36.

[6] E. Freitas, I. Raimundo, O. Inácio, P. Pereira (2010). In situ assessment of the normal incidence sound absorption coefficient of asphalt mixtures with a new impedance tube, Proc. INTER-NOISE.

[7] ISO 10534-2:1998 Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 2: Transfer-function method.

[8] Jonasson, H. G. (2007). Acoustical source modelling of road vehicles. Acta Acustica united with Acustica, 93(2), 173-184

[9] Savioja, L., Svensson, U. P. (2015). Overview of geometrical room acoustic modeling techniques. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 138(2), 708-730.

[10] Unreal Engine [Computer software]. https://www.unrealengine.com/en-US

[11] Google Resonance Audio. (n.d.). [Computer software]. https://resonance-audio.github.io/resonance-audio/

[12] Steam VR [Computer software]. https://www.steamvr.com/en/

[13] Hammershøi, D., Møller, H. (2005). Binaural Technique—Basic Methods for Recording, Synthesis, and Reproduction. In J. Blauert (Ed.), Communication Acoustics (pp. 223–254). Springer-Verlag.

SE 5

Biomateriais e materiais sustentáveis para aplicações acústicas

Biomateriales y materiales sostenibles para aplicaciones acústicas

MATERIALES ABSORBENTES ACÚSTICOS FABRICADOS CON PLANTAS CANARIAS Y CENIZA DE VOLCÁN

Jesús Alba Fernández[1], Romina del Rey Tormos[2], Marco A. Toledo[3], Jose M. Bravo[4], Juan Carlos Rodríguez Vercher[5], Carlos Jiménez-Martínez[6]

[1] Universitat Politècnica de Valencia. Escuela Politécnica Superior de Gandía. España
{jesalba@fis.upv.es}
[2] Universitat Politècnica de Valencia. Escuela Politécnica Superior de Gandía. España
{roderey@fis.upv.es}
[3] Universidad de La Laguna. Departamento de Bellas Artes. La Laguna. España
{matoledoval@gmail.com}
[4] Universitat Politècnica de Valencia. Centro de Tecnologías Físicas. España
{jobrapla@fis.upv.es}
[5] Universitat Politècnica de Valencia. Escuela Politécnica Superior de Gandia. España
{juarodve@upv.edu.es}
[6] Universidad de La Laguna. Departamento de Bellas Artes. La Laguna. España
{carjimen@ull.edu.es}

Resumen

La presencia de plantas exóticas invasoras en la isla de Tenerife supone un problema que afecta a su ecosistema desde diferentes puntos de vista. En este trabajo se presenta una iniciativa para el aprovechamiento de especies invasoras para la producción de materiales absorbentes acústicos. Además, estas plantas se han combinado en algunos prototipos con ceniza proveniente del volcán Tajogaite de La Palma, que entró en erupción en 2021.

Se realiza una comparativa de los diferentes coeficientes de absorción en incidencia normal obtenidos, así como de su resistividad al flujo de aire. Por último, se han obtenido modelos acústicos de comportamiento en base a estos ensayos.

Palabras clave: coeficiente de absorción, ceniza de volcán, plantas canarias, modelos acústicos

Abstract

The presence of invasive exotic plants on the island of Tenerife is a problem that affects its ecosystem from different points of view. This work presents an initiative for the use of invasive species for the production of acoustic absorbent materials. In addition, these plants have been combined in some prototypes with ash from the Tajogaite volcano of La Palma, which erupted in 2021.

A comparison of the different normal incidence absorption coefficients and their resistivity to airflow has been conducted. Finally, acoustic behavior models have been developed based on these experiments.

Keywords: Absorption coefficient, volcanic ash, Canary Islands plants, acoustic models.

PACS nº. 43.55.Ev

1 Introducción

La introducción de especies invasoras vegetales puede tener diversos efectos adversos en ecosistemas tan ricos y sensibles como el de la isla de Tenerife en España. A nivel ambiental, las especies invasoras generan una competencia por los recursos y alteran las cadenas tróficas, habiendo claros ejemplos de esta situación en diferentes partes del mundo [1][2]. Las invasiones biológicas son una de las principales causas de pérdida de biodiversidad a nivel mundial. En España, esto se refleja en la transformación de hábitats y la disminución de poblaciones de especies autóctonas [3].

Desde el punto de vista económico, las plantas invasoras afectan gravemente a sectores como la agricultura, la pesca, el turismo, la silvicultura y el valor de la propiedad [4]. Se estima que las especies invasoras causan daños económicos valorados en miles de millones de euros a nivel global debido a la pérdida de cultivos, el costo de control y la restauración de ecosistemas. En España, los sectores agrícola y forestal son particularmente vulnerables. Las pérdidas económicas no solo incluyen la reducción de la productividad agrícola, sino también los gastos significativos en el manejo y control de estas especies y la rehabilitación de los ecosistemas afectados.

A nivel de salud, las especies invasoras, especialmente las gramíneas, pueden afectar directamente la salud humana [5] a través de la producción de alérgenos o la propagación de enfermedades. Estas plantas pueden incrementar la incidencia de enfermedades transmitidas por vectores, lo que subraya la necesidad de una gestión y un control eficaz. La proliferación de ciertas especies puede también resultar en la propagación de nuevas enfermedades, afectando tanto a humanos como a animales domésticos.

La lucha contra las especies vegetales invasoras en España está respaldada por un sólido marco legal y por investigaciones científicas que subrayan su importancia. Los impactos negativos de estas especies en los ecosistemas, la economía y la salud humana justifican plenamente las medidas de control y gestión implementadas. La gestión de especies invasoras requiere un enfoque multidisciplinar, y en este sentido, el Plan Estratégico Estatal del Patrimonio Natural y la Biodiversidad de España ofrece una hoja de ruta para coordinar esfuerzos a nivel nacional.

En la práctica, la colaboración entre instituciones académicas y gubernamentales ha resultado ser un componente esencial en la lucha contra las especies invasoras. La Universidad de La Laguna (ULL) en Tenerife y la Universidad Politécnica de Valencia (UPV) han unido esfuerzos con el objetivo de plantear alternativas que ayuden a mitigar los efectos de la invasión de plantas invasoras y convertir este desafío en una oportunidad de negocio para empresas emprendedoras. En particular, estas universidades han enfocado sus esfuerzos en la transformación de las fibras de una planta invasora específica en un material con buenas propiedades de absorción acústica, que permita mejorar el aislamiento y el acondicionamiento acústico.

La ULL presentó un proyecto al Gobierno de Canarias [6] para estudiar las posibilidades de transformar las fibras de las plantas exóticas invasoras conocidas como “rabogato” (*Cenchrus setaceus*) y “caña de barranco” (*Arundo donax*) en un material con buenas propiedades de absorción acústica. Este proyecto tiene como objetivo convertir un problema ambiental en una oportunidad económica y de innovación tecnológica. Se están realizando estudios para evaluar las características de absorción acústica de las fibras de estas especies en diferentes mezclas, y los resultados preliminares son prometedores.

El proyecto incluye varias fases, comenzando con la recolección y procesamiento de las fibras de la planta invasora. Estas fibras se someten a diversos tratamientos para mejorar sus propiedades físicas y mecánicas, y luego se integran en paneles de aislamiento acústico. Los primeros resultados han demostrado que estos paneles poseen características de absorción acústica comparables a los materiales comerciales convencionales, lo que sugiere un gran potencial para su uso en la construcción y otros sectores industriales.

Además, se ha desarrollado un modelo numérico semiempírico basado en las características de resistencia al flujo del material, lo que permite predecir su comportamiento acústico con mayor precisión. Este modelo es crucial para optimizar el diseño de los paneles de absorción acústica y asegurar su eficacia en diversas aplicaciones.

En resumen, la lucha contra las especies vegetales invasoras en España no solo es una cuestión de preservación ambiental, sino también una oportunidad para la innovación y el desarrollo económico. La normativa vigente y los esfuerzos colaborativos entre instituciones académicas y gubernamentales están permitiendo avanzar en la gestión eficaz de estas especies, minimizando sus impactos negativos y explorando nuevas oportunidades para su aprovechamiento. La transformación de un desafío ecológico en una solución tecnológica ejemplifica cómo la investigación y la colaboración pueden ofrecer respuestas sostenibles a problemas complejos.

2 Descripción de los materiales fabricados

El procesamiento de material vegetal procedente de plantas invasoras para la construcción de moldes con capacidad de absorción acústica es detallado en este apartado. El procedimiento se realiza en el laboratorio de la Facultad de Bellas Artes de la Universidad de La Laguna y se compone de seis tareas:

Tarea 1. Recogida y almacenamiento.
Tarea 2. Selección y cortado
Tarea 3. Proceso de cocción
Tarea 4. Secado
Tarea 5. Rehidratación y triturado
Tarea 6. Moldeado

Tarea 1. Recogida y almacenamiento

Como ya se comentó en la introducción la agresividad de la especie vegetal rabogato (*Cenchrus cetaceus*) y la extrema facilidad con que sus semillas se dispersan, hacen que la recogida de esta planta sea una tarea especialmente sensible para evitar su propagación. Así, el material vegetal recogido es embolsado y almacenado para su secado natural. El material de desecho, como el cepellón o raíces se almacena también para evitar su reproducción.



Figura 1 – Labores de recogida y corte del rabogato (*Cenchrus setaceus)*.

El proceso de recogida se realiza a mano, no se puede utilizar maquinaría ya que favorecería la dispersión de semillas. Una vez recogido el material se deja almacenado.

Tarea 2. Selección y cortado

El primer proceso que se realiza es la selección de las partes más fibrosas. Se hace un primer cortado grosero de los tallos que son pesados.



Figura 2 – Selección de partes fibrosas y primer cortado.

Las partes no utilizadas se mantienen embolsadas y se incineran para evitar que las semillas lleguen a los vertederos y puedan expandirse.

Tarea 3. Proceso de cocción

El proceso de cocción persigue la separación de los aceites naturales y las ceras de la fibra. Para conseguirlo se añade una concentración de sosa cáustica (hidróxido de sodio) [7][8] que facilita la separación de la lignina, destruyendo parcialmente la estructura de la celulosa. Las elevadas temperaturas favorecen el proceso y aceleran las reacciones químicas.



Figura 3 – Cocción con sosa cáustica. Desgomado.

Se realiza una primera cocción durante dos horas donde se genera la principal separación de la lignina. Transcurrido ese tiempo, se separa el agua negra con las ceras alcalinas y saponificadas y los materiales suspendidos con agua. El procedimiento se repite hasta que el agua sobrante es transparente, consiguiendo un material rico en fibra y corteza, material que es la base de la rigidez de la espiga.

Tarea 4. Secado

Una vez cocido se extiende la masa de fibra para su secado al sol.



Figura 4 – Obtención de la fibra y secado del material.

El proceso de secado se realiza durante aproximadamente una semana, obteniéndose un material fibroso de apariencia blanquecina y de fibra alargada.

Tarea 5. Rehidratación y triturado

El material deshidratado se hidrata de nuevo para someterlo al proceso de triturado en pila holandesa.



Figura 5 – Procedimiento de triturado.

El objetivo del triturado es obtener una masa fina y densa que permita su moldeado final. Se pueden realizar diferentes grados de triturado de la muestra para conseguir materiales con diferente densidad.

Tarea 6. Moldeado

La masa triturada es escurrida mediante prensado en mallado metálico, obteniéndose una pasta densa que se coloca en los moldes para su secado.



Figura 6 – Procedimiento de moldeado y secado del material.

El procedimiento de secado de las muestras fue realizado al sol durante un periodo de aproximadamente 20 horas de insolación. A partir de este proceso se consigue un material con mayor o menor densidad, en función del triturado realizado, y seco que puede ser utilizado para la medición de sus propiedades de absorción acústica. Las muestras ensayadas se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 1 – Materiales fabricados con rabogato

Muestra	Espesor (cm)	Densidad (kg/m^3)	Triturado	Prensado	Mezcla	% mezcla	Materiales no vegetales
M14	2.53	305.53	No	No	No*	0	0
M15	2.54	276.83	No	No	Caña**	50	0
M20	2.11	339.75	No	No	No*	0	0
M28	3.31	200.54	No	No	Palmera***	50	0
M29	2.57	286.82	Si	Si	Palmera***	50	0
M31	2.44	276.72	Sí	Sí	No*	0	0
M43	1.78	547.23	Sí	Sí	Ceniza volcánica	8	100 g ceniza
M44	1.91	852.37	Sí	Sí	Ceniza volcánica	15	200 g ceniza

* "No" equivale a que el 100% se ha realizado con rabogato, *Cenchrus setaceus*.
** "Caña" es el nombre común de la especie *Arundo donax*, introducida en Canarias.
*** "Palmera" es el nombre común de la especie *Phoenix canariensis*, endémica de Canarias.

En este apartado 2 se ha realizado una descripción de un procedimiento completo de procesado de material vegetal. Sin embargo, se pueden eliminar partes del proceso. Por ejemplo, eliminar el triturado, lo que permite conseguir materiales menos densos. También se puede reducir el prensado final o disminuirlo lo que afecta también a la densidad y espesor de la muestra.

3 Mediciones de los materiales

Se realizan dos tipos de ensayos. El primer tipo es la medida de la impedancia acústica y el coeficiente de absorción sonora en incidencia normal se mide según UNE-EN ISO 10534-2:2024 [9]. El segundo tipo de ensayo es la obtención de la resistividad al flujo según anexo A de la norma ISO 9053-1:2018 [10]. Esta norma define el procedimiento para la determinación de la resistencia al flujo del aire de materiales porosos. En el anexo A de esta norma se indica que la medida de resistividad al flujo del aire se puede estimar mediante medidas en tubos de impedancia. Se usa el método indirecto de Ingard & Dear [11] que ha sido validado por diversos estudios [12][13][14][15] para la estimación de la resistividad al flujo del aire. A continuación, se muestran resultados de coeficiente de absorción y de resistividad al flujo de las muestras descritas en el apartado 2. En el apartado 4, con la propuesta de modelado empírico, se muestra la impedancia comparada con ajustes.

Tabla 2 – Muestra M14

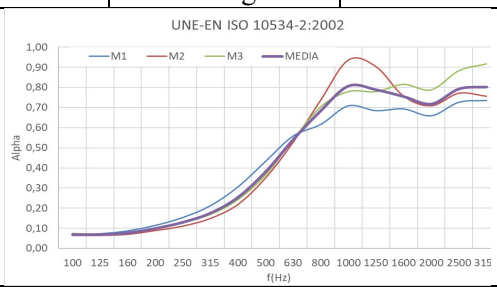
M14	2.53 cm	305.53 kg/m^3	68.1 ± 13.9 kNs/m^4
			
MUESTRA 14 = 100% rabogato sin triturar en batidora sin aplastar fibras			

Tabla 3 – Muestra M15

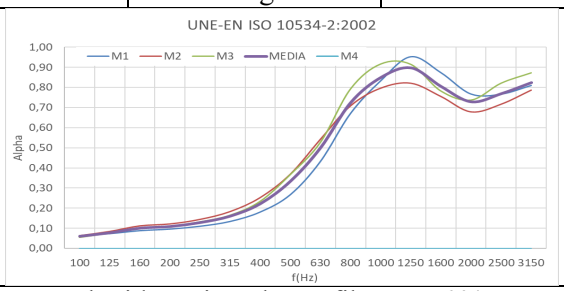
M15	2.54 cm	276.83 kg/m^3	37.57 ± 3.69 kNs/m^4
			
MUESTRA 15 = 50% rabogato sin triturar en batidora sin aplastar fibras + 50% caña			

Tabla 4 – Muestra M20

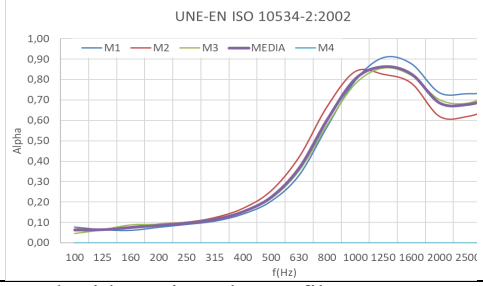
M20	2.11 cm	339.75 kg/m^3	37.7 ± 6.83 kNs/m^4
			
MUESTRA 20 = 100% rabogato sin triturar en batidora sin aplastar fibras			

Tabla 5 – Muestra M28

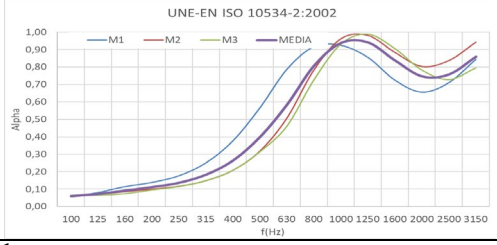
M28	3.31 cm	200.54 kg/m^3	10.5 ± 2.6 kNs/m^4
			
MUESTRA 28 = 50% rabogato + 50% palmera			

Tabla 6 – Muestra M29

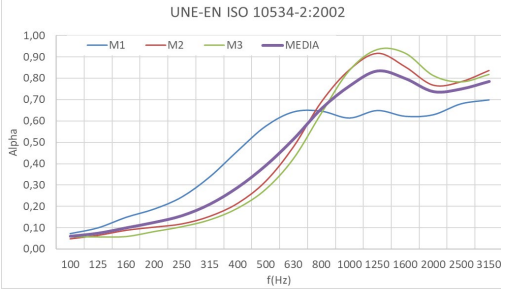
M29	2.57 cm	286.82 kg/m^3	51.81 ± 26.39 kNs/m^4
			
MUESTRA 29 = 50% rabogato + 50% palmera			

Tabla 7 – Muestra M31

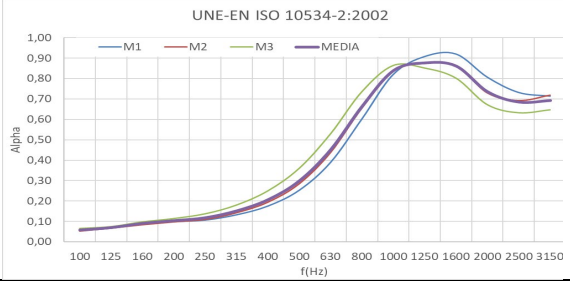
M31	2.44 cm	276.72 kg/m^3	35.2 ± 9.0 kNs/m^4
			
MUESTRA 31 = 100% rabogato			

Tabla 8 – Muestra M43

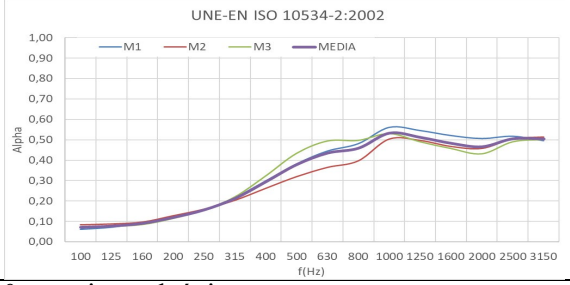
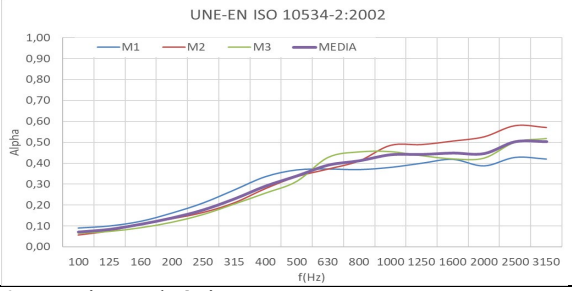
M43	1.78 cm	547.23 kg/m^3	921.0 ± 194.7 kNs/m^4
			
MUESTRA 43 = 1160 g rabogato + 100 g ceniza volcánica			

Tabla 9 – Muestra M44

M44	1.91 cm	852.37 kg/m^3	1135.6 ± 264.2 kNs/m^4
			
MUESTRA 44 = 1160 g rabogato + 200 g ceniza volcánica			

4 Modelo empírico

Como ha podido comprobarse en el apartado anterior, todas las muestras tienen propiedades de absorción sonora. A partir de las medidas de impedancia acústica de cada material, y su valor de resistividad al flujo, se pueden construir modelos semiempíricos. Algunos ejemplos con fibras naturales se pueden encontrar en [16][17][18][19][20][21][22][23][24]. La ventaja de este modelo es que sólo es necesaria la determinación de la resistividad del flujo de aire, σ, del material poroso. Las ecuaciones de Delany y Bazley [25], en las unidades MKS, son:

$$z_c = \rho c\left(1 + c_1\chi^{-c_2} - jc_3\chi^{-c_4}\right) \quad (1)$$

$$k_c = \frac{\omega}{c}\left(1 + c_5\chi^{-c_6} - jc_7\chi^{-c_8}\right) \quad (2)$$

donde z_c es la impedancia de onda característica, k_c es la constante característica de propagación del sonido, ρ es la densidad del aire, c es la velocidad del sonido, ω es la frecuencia angular ($\omega = 2\pi f$), f es la frecuencia, $C_i(i = 1,\ldots,8)$ son ocho coeficientes numéricos y $\chi = \frac{\rho f}{\sigma}$ es un parámetro adimensional. Estas expresiones empíricas arrojan resultados precisos en el rango de 0,01 < χ < 1,0. La impedancia superficial (z_s) es:

$$z_s = -jz_c coth(k_c d) \quad (3)$$

donde d es el espesor del material. Para realizar el ajuste se programa una función de error que compara la impedancia acústica estimada con la medida. Se construye una función de error cuadrático:

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^{N}\left(Z_i - \hat{Z}_i\right)^2 \quad (4)$$

donde Z_i es la impedancia medida para una muestra a la i-ésima frecuencia, y $\hat{Z}_i$ es el valor correspondiente estimado. Para minimizar la función se ha optado por programar un algoritmo genético en Matlab, que no necesita iteración inicial, y que permite acotar el rango de los coeficientes $C_i(i = 1,\ldots,8)$a obtener. Aunque algunos investigadores han reportado mejoras adicionales al modelo de Delany y Bazley [25][26], sus expresiones originales son ampliamente utilizadas en la mayoría de los casos prácticos. Dado que cada material tiene su propia microestructura, los ocho coeficientes de las ecuaciones (1) y (2) deben ser únicos para cada tipo de material poroso. Por lo tanto, el modelo de Delany y Bazley se ha aplicado con éxito a diferentes materiales fonoabsorbentes, incluidos los fabricados con fibras naturales. En la tabla 2 se muestran los resultados del ajuste de los algoritmos genéticos implementados. Desde la figura 7 a la figura 14 se muestran los ajustes de todas las muestras, tanto en módulo normalizado de impedancia acústica, como en el coeficiente de absorción en incidencia normal.

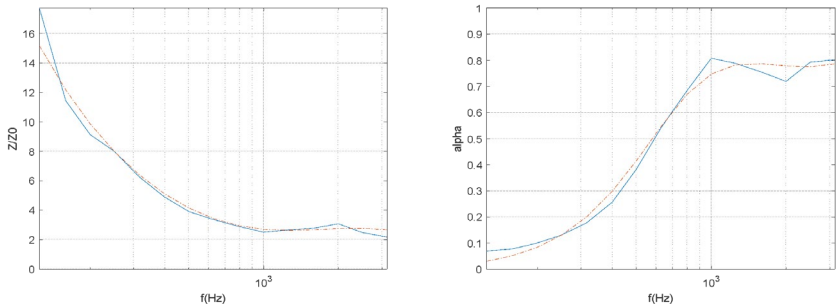


Figura 7 – MUESTRA 14 = 100% rabogato sin triturar en batidora sin aplastar fibras.

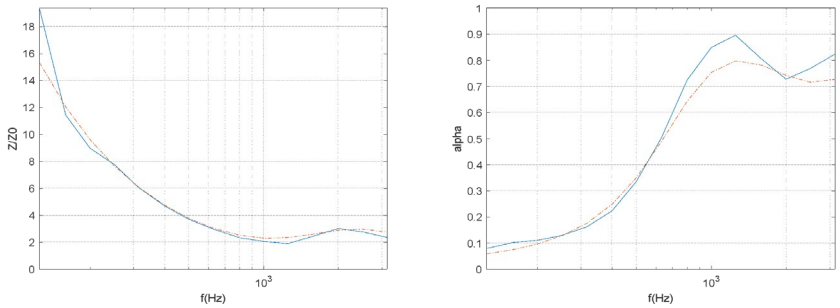


Figura 8 – MUESTRA 15 = 50% rabogato sin triturar en batidora sin aplastar fibras + 50% caña.

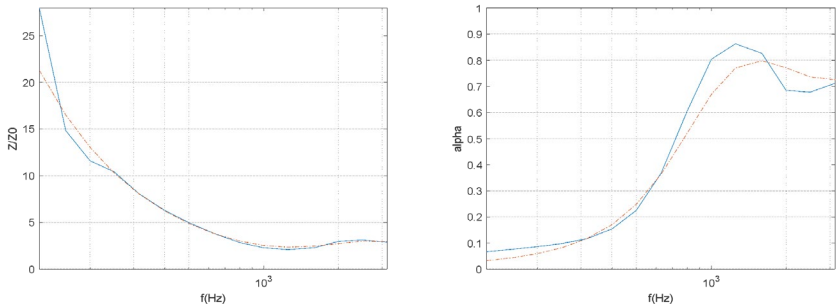


Figura 9 – MUESTRA 20 = 100% rabogato sin triturar en batidora sin aplastar fibras.

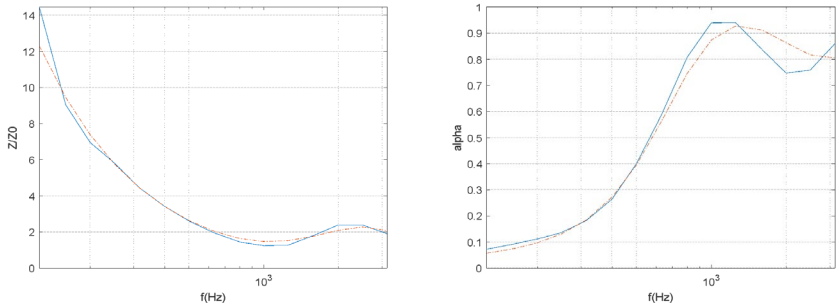


Figura 10 – MUESTRA 28 = 50% rabogato + 50% palmera

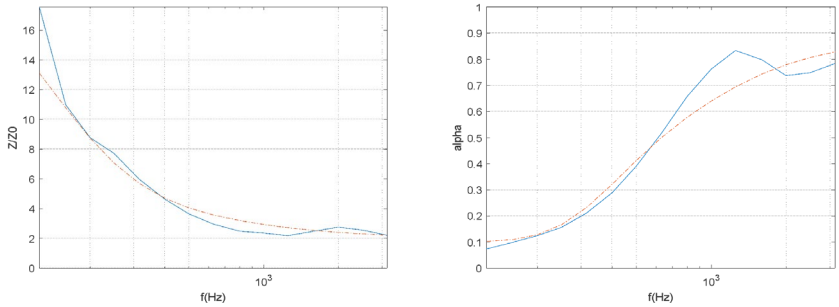


Figura 11 – MUESTRA 29 = 50% rabogato + 50% palmera.

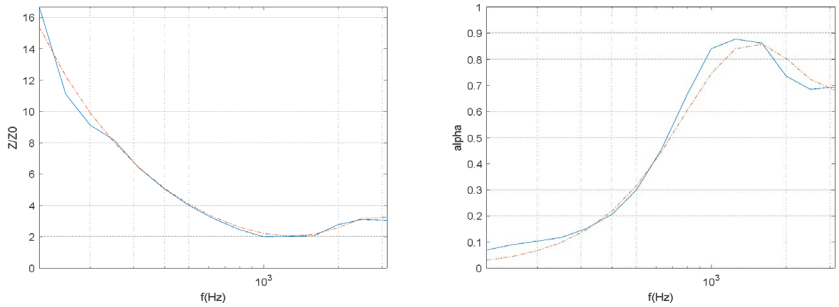


Figura 12 – MUESTRA 31 = 100% rabogato.

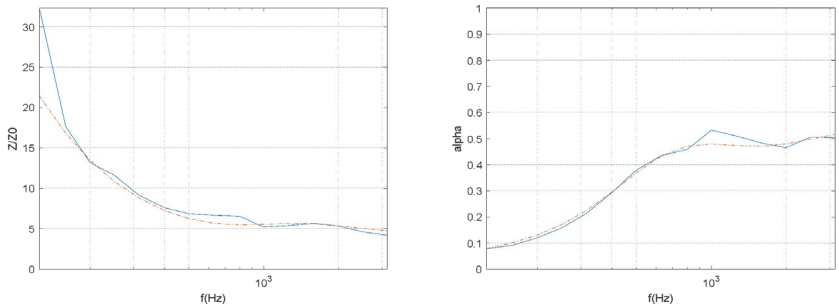


Figura 13 – MUESTRA 43 = 1160 g rabogato + 100 g ceniza volcánica

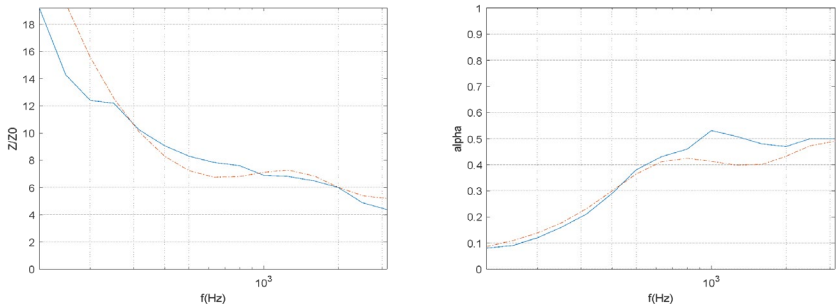


Figura 14 – MUESTRA 44 = 1160 g rabogato + 200 g ceniza volcánica

Tabla 2. Coeficientes ajustados por algoritmos genéticos

	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	ε
M14	0.3138	0.5569	0.1225	0.4526	0.6821	0.2121	0.0823	0.7757	0.5403
M15	0.6244	0.338	0.6349	0.2373	0.5255	0.3511	0.6334	0.3344	0.5693
M20	0.7415	0.3253	0.4302	0.3417	0.6509	0.3067	0.7671	0.2921	0.8465
M28	0.3582	0.573	0.637	0.2386	0.4653	0.3976	0.4675	0.507	1.0855
M29	0.8005	0.2238	0.3313	0.4046	0.6316	0.3564	0.3869	0.3648	0.6172
M31	0.5765	0.3232	0.0857	0.8837	0.0639	0.996	0.501	0.4477	1.5090
M43	0.5966	0.3025	0.9692	0.1611	0.6186	0.2975	0.8955	0.2412	1.1174
M44	0.3210	0.4177	0.7625	0.2136	0.1301	0.4916	0.9854	0.2463	1.3058
Delany and Bazley	0.0571	0.7540	0.0870	0.7320	0.1890	0.5950	0.0978	0.7000	---

5 Conclusiones

En este trabajo se ha presentado una alternativa al problema de la aparición de especies vegetales invasoras en la isla de Tenerife. Se ha investigado en el potencial de transformación de la biomasa resultante de los trabajos de control y gestión, en materiales absorbentes acústicos de características competitivas. Además, se han realizado mezclas de las fibras vegetales con ceniza proveniente del volcán Tajogaite de La Palma, que entró en erupción en 2021. Puede verse que todas las muestras tienen propiedades absorbentes acústicas semejantes a materiales más convencionales en edificación. Además, en función de la composición aparecen valores de resistividad al flujo muy diferentes, desde 10.5 kNs/m^4. Como absorbentes acústicos superan la condición de 5 kNs/m^4 que suele requerirse en aplicaciones de aislamiento acústico. En el caso concreto de las mezclas con ceniza de volcán, el valor de la absorción sonora baja y aumenta mucho el de la resistividad al flujo. Aunque a primera vista esto pueda ser una desventaja, hace falta todavía ver los valores de aislamiento acústico que tienen estas

muestras. Los ensayos preliminares dan valores competitivos. La mezcla con ceniza de volcán puede producir un material que tenga las dos propiedades, absorción sonora y aislamiento acústico, lo que le daría una gran competitividad.
Por último, se han obtenido modelos acústicos de comportamiento en base a los ensayos. El grado de ajuste obtenido es alto. Con los modelos obtenidos se pueden predecir cambios en el comportamiento del material en sí, y cómo funcionarán si se combinan con otros. Con estos materiales se abre un abanico de posibilidades.

Agradecimientos

Esta investigación se enmarca en el proyecto "DiMACA Sound Solutions. Diseño y análisis metodológico para el desarrollo de material para acondicionamiento acústico eficaz basado en especies invasoras, material de desecho biológico y elementos reciclados. Aplicación al caso *Pennisetum setaceum** y *Arundo donax*" (2019-2022). Es fruto de un convenio específico de colaboración entre el Grupo de Investigación e Innovación en Diseño de la Universidad de La Laguna y Estudio Audiovisual SL, financiado en la Convocatoria de Subvenciones para la Incorporación de Personal Innovador al Tejido Productivo (IPI) 2019 de la Agencia Canaria de Investigación, Innovación y Sociedad de la Información del Gobierno de Canarias.
* El rabogato o *Pennisetum setaceum*, cambió su taxonomía a *Cenchrus setaceus*.

Referencias

[1] Branch, G. M., & Steffani, C. N. (2004). Can we predict the effects of alien species? A case-history of the invasion of South Africa by Mytilus galloprovincialis (Lamarck). Journal of Experimental Marine Biology and Ecology, 300(1-2), 189-215.
[2] Richardson, D. M., Witt, A. B., Pergl, J., Dawson, W., Essl, F., Kreft, H., ... & Pyšek, P. (2022). Plant invasions in Africa. Global plant invasions, 225-252.
[3] Bello-Rodríguez, V., Hamann, A., Martín-Esquivel, J. L., Cubas, J., Del Arco, M. J., & González-Mancebo, J. M. (2023). Habitat loss and biotic velocity response to climate change for alpine plant species in Atlantic Oceanic Islands. Diversity, 15(7), 864.
[4] Rai, R. K., Shrestha, L., Joshi, S., & Clements, D. R. (2022). Biotic and economic impacts of plant invasions. In Global plant invasions (pp. 301-315). Cham: Springer International Publishing.
[5] Gentili, R., Schaffner, U., Martinoli, A., & Citterio, S. (2021). Invasive alien species and biodiversity: Impacts and management. Biodiversity, 22(1-2), 1-3.
[6] Rivero, A., Jiménez-Martínez, C., et al. (2019). *DiMACA Sound Solutions. Diseño y análisis metodológico para el desarrollo de material para acondicionamiento acústico eficaz basado en especies invasoras, material de desecho biológico y elementos reciclados. Aplicación al caso Pennisetum setaceum y Arundo donax.* Informe técnico de proyecto. Inédito. Universidad de La Laguna.
[7] Kunze, J., & Fink, H. P. (2005, March). Structural changes and activation of cellulose by caustic soda solution with urea. In Macromolecular symposia (Vol. 223, No. 1, pp. 175-188). Weinheim: WILEY-VCH Verlag.
[8] Correa, E. E., Lopera, D. O. G., Restrepo, S. G., & Ossa-Orozco, C. P. (2020). Effective sericin-fibroin separation from Bombyx mori silkworms fibers and low-cost salt removal from fibroin solution. Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia, (94), 97-101.
[9] UNE-EN ISO 10534-2:2024 Acústica. Determinación del coeficiente de absorción acústica y de la impedancia acústica en tubos de impedancia. Parte 2: Método de la función de transferencia.

[10] ISO 9053-1:2018. Acoustics. Determination of airflow resistance. Part 1: Static airflow method
[11] Ingard, K. U.; Dear, T. A. (1985). Measurement of acoustic flow resistance. Journal of Sound and Vibration, 103 (4), 567–572. https://doi.org/10.1016/S0022-460X(85)80024-9]
[12] Dragonetti, R.; Ianniello, C.; Romano, R. A. (2011). Measurement of the resistivity of porous materials with an alternating air-flow method. The Journal of the Acoustical Society of America, 129 (2), 753–764. https://doi.org/10.1121/1.3523433
[13] Alba, J.; Arenas, J. P.; del Rey, R.; Rodríguez, J. C. (2019). An electroacoustic method for measuring airflow resistivity of porous sound-absorbing materials. Applied Acoustics, 150, 132–137. https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.02.009
[14] del Rey, R.; Alba, J.; Arenas, J. P.; Ramis, J. (2013). Evaluation of two alternative procedures for measuring airflow resistance of sound absorbing materials. Archives of Acoustics, 38 (4), 547–554.
[15] Rodríguez, J. C.; Alba, J.; Arenas, J. P.; del Rey, R. (2022). Estimating the airflow resistivity of porous materials in an impedance tube using an electroacoustic technique. Applied Acoustics, 201. https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2022.109089
[16] Berardi, U.; Iannace, G. (2017). Predicting the sound absorption of natural materials: best-fit inverse laws for the acoustic impedance and the propagation constant. Appied Acoustics, 115, 131-138. https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.08.012
[17] Ramis, J.; del Rey, R.; Alba, J.; Godinho, L.; Carbajo, J. (2014). A model for acoustic absorbent materials derived from coconut fiber. Materiales De Construcción, 64(313), e00doi.org/10.3989/mc.2014.00513
[18] del Rey, R.; Uris, A.; Alba, J.; Candelas, P. (2017). Characterization of sheep wool as a sustainable material for acoustic applications. Materials, 10(11), 1277. https://doi.org/10.3390/ma10111277
[19] Arenas, J. P., del Rey, R., Alba, J., Oltra, R. (2020). Sound-absorption properties of materials made of esparto grass fibers. Sustainability, 12 (14), 5533. https://doi.org/10.3390/su12145533
[20] Marta Urdanpilleta, Romina del Rey, Itsaso Leceta, Juan C. Rodríguez, Jesús Alba, Pedro Guerrero (2024) Empirical modelling of the acoustic behavior of sheep wool/soy protein biocomposites. Journal of Building Engineering, 89, https://doi.org/10.1016/j.jobe.2024.109290.
[21] Hassan, T.; Jamshaid, H.; Mishra, R.; Khan, M. Q.; Petru, M.; Novak, J., Choteborsky, R.; Hromasova, M. (2020). Acoustic, mechanical and thermal properties of green composites reinforced with natural fibers waste. Polymers, 12(3), 654. https://doi.org/10.3390/polym12030654
[22] Arenas, J.P.; Rebolledo, J.; del Rey, R.; Alba, J. (2014). Sound absorption properties of unbleached cellulose loose-fill insulation material. Bioresources, 9, 6227–6240. http://doi.org/10.15376/biores.9.4.6227-6240
[23] da Silva, C.C.B.; Terashima, F.J.H.; Barbieri, N.; de Lima, K.F. (2019). Sound absorption coefficient assessment of sisal, coconut husk and sugar cane fibers for low frequencies based on three different methods. Applied Acoustics, 156, 92-100. https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.07.001
[24] Berardi, U.; Iannace, G. (2015). Acoustic characterization of natural fibers for sound absorption applications. Building and Environment, 94 (2), 840-852. https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.05.029.
[25] Delany, M.; Bazley, E. (1970). Acoustical properties of fibrous absorbent materials. Applied Acoustics, 3, 105–116. https://doi.org/10.1016/0003-682X(70)90031-9
[26] Allard, J.F.; Atalla, N. (2009). Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials, 3rd ed.; Wiley: Hoboken, NJ, USA.

COMPARATIVA DE MEDIDA DE LA POROSIDAD DE MATERIALES SOSTENIBLES POR MÉTODOS ACÚSTICOS Y ÓPTICOS

Romina del Rey Tormos[1], Jesús Alba Fernández[2], Juan Carlos Rodríguez Vercher [3]

[1] Universitat Politècnica de Valencia. Escuela Politécnica Superior de Gandia. España
{roderey@fis.upv.es}
[2] Universitat Politècnica de Valencia. Escuela Politécnica Superior de Gandia. España
{jesalba@fis.upv.es}
[3] Universitat Politècnica de Valencia. Escuela Politécnica Superior de Gandia. España
{juarodve@upv.edu.es}

Resumen

La medida de la porosidad de materiales absorbentes acústicos no es sencilla, y aún es más compleja cuando se trata de materiales provenientes de reciclados o de origen natural. Existen diferentes técnicas para determinarlas, cada una de ellas con sus limitaciones. Es interesante este parámetro puesto que suele utilizarse en muchos modelos acústicos para predecir el comportamiento del material.

En este trabajo se comparan dos procedimientos para obtener la porosidad aplicados a materiales sostenibles. El primer método realiza un reconocimiento de contorno de imágenes de microscopia. A través de este análisis de contorno y mediante el estudio del primer plano, se obtiene una estimación de la porosidad. El segundo método se basa en el comportamiento acústico del módulo de compresibilidad complejo a baja frecuencia. Para ello, se realizan mediciones de este parámetro y a partir de él se obtiene la porosidad. Los resultados de ambos métodos se muestran y discuten en este trabajo para este tipo de materiales que presentan mayor heterogeneidad.

Palabras clave: porosidad, módulo de compresibilidad complejo, acústica, óptica, absorbentes acústicos

Abstract

The measurement of porosity in acoustic absorbent materials is not straightforward, and it becomes even more complex when dealing with materials sourced from recycling or natural origins. Various techniques exist to determine porosity, each with its limitations. This parameter is interesting because it is often used in many acoustic models to predict material behavior.

In this study, two procedures for assessing porosity in sustainable materials are compared. The first method involves contour recognition using microscopy images. By analyzing the contours and studying the surface details, an estimation of porosity is obtained. The second method relies on the acoustic behavior of the complex compressibility modulus at low frequencies. Measurements of this parameter are taken, and porosity is derived from it. The results of both methods are presented and discussed in this work, particularly for materials that exhibit greater heterogeneity.

Keywords: Porosity, complex compressibility modulus, acoustics, optics, acoustic absorbents.

PACS nº. 43.55.Ev

1 Introducción

La obtención de modelos de predicción del comportamiento acústico de materiales absorbentes es de gran interés desde hace varios años, y sigue estando de actualidad, puesto que aparecen progresivamente nuevos materiales menos agresivos con el medio ambiente. Existen tanto modelos en el dominio temporal como el frecuencial, siendo éstos últimos más comunes. Normalmente, estos modelos [1–5] permiten obtener la impedancia característica y constante de propagación, de este tipo de materiales a partir de parámetros físicos del material. En ellos se busca la caracterización completa de materiales porosos o fibrosos, a partir de diferentes parámetros tales como la porosidad, las densidades de fibra, la densidad del material, el módulo de compresibilidad, la resistencia específica al flujo, el factor de estructura , la tortuosidad, etc. Cada uno de estos modelos presenta sus propias limitaciones y sólo se puede utilizar bajo ciertas condiciones. No obstante, en términos generales, parece haber dos grandes grupos: los que utilizan como parámetros clave la resistencia al flujo y los que utilizan como parámetro relevante la porosidad. Entre los modelos en el dominio de la frecuencia que utilizan como parámetro relevante la porosidad hay citar los modelos empíricos de Voronina y aplicaciones [6–10]. Modelos conocidos como el JCAL también necesitan de éste y otros parámetros [11–14].
En este trabajo se evalúan dos mecanismos para obtener la porosidad de materiales absorbentes acústicos. Un primer método que se basa en la medida del módulo de compresibilidad del material a baja frecuencia, y un segundo método que analiza el primer plano de imágenes de microscopio. Se comparan resultados entre sí y se validan con ensayo de laboratorio externo.

2 Procedimientos de medida de la porosidad

En este apartado se resumen los dos métodos seguidos para obtener la porosidad. El primer método, que se basa en medidas acústicas, y el segundo que se basa en el análisis de imágenes de microscopio.

2.1 Propuesta de procedimiento acústico de medida de la porosidad

Para determinar la porosidad se parte del dispositivo que se presenta en Napolitano et al. [15], que permite medir el módulo de compresibilidad complejo K a baja frecuencia de materiales porosos (f < 500 Hz). En el trabajo de Napolitano et al., se presentan dos variantes para la medición, una primera con la cavidad superior llena de material poroso y una segunda en la que solo una parte de la cavidad se llena de material, colocando el micrófono de la cavidad superior en la zona de aire (ver Figura 1). En ambos casos, se realiza una medición de calibración con la cavidad superior vacía para obtener los volúmenes acústicos de las cavidades, considerando el espacio ocupado por los componentes físicos del altavoz.

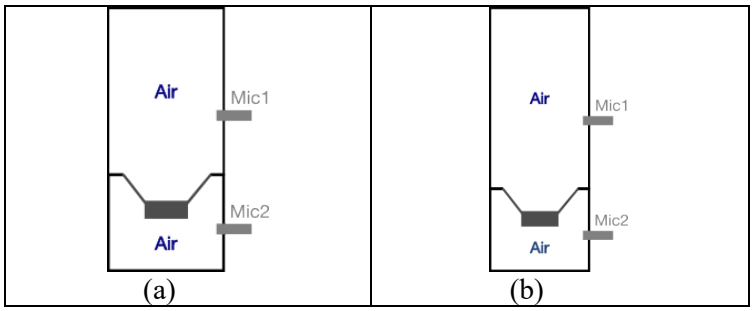


Figura 1. Dispositivos vacíos con dos volúmenes de cavidad diferentes utilizados para fines de medición y calibración.

Teniendo en cuenta la configuración descrita, cuando la cavidad superior está vacía (*caja vacía*), se puede obtener la compliancia acústica utilizando la Ecuación 1:

$$C_{Aempty} = \frac{V_{empty}}{\gamma P_0}, \quad (1)$$

donde V_{empty} es el volumen de la cavidad vacía en litros -considerando el volumen del cono del altavoz, determinado durante el procedimiento de calibración-, γ es la relación calorífica específica adimensional, y P_0 es la presión atmosférica estática.

El módulo aparente, la densidad del aire y la relación calorífica específica son, respectivamente, $K = 1.42 \cdot 10^5$N/m^2, $\rho_m = 1.184$ kg/m^3, γ =1,4, en condiciones normales $P_0 = 101325$[2] y $c_0 = 346.31$ m/s.

En el caso de que la cavidad superior esté llena de material poroso fonoabsorbente (caso lleno), la compliancia acústica viene dada por la ecuación (2).

$$C_{Afull} = \frac{V_{full}\phi}{K}, \quad (2)$$

donde la porosidad abierta, y el módulo dinámico de volumen, (ϕ *y K, respectivamente)*, aparecen relacionados entre sí. Entonces, en el caso del sistema completo, tendremos un valor complejo para C_{Afull}.

Si el sistema se describe como una asociación de admitancias acústicas, en el caso del sistema vacío, la admitancia total viene dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{Z_{Atot,empty}} = \left(\frac{U}{p}\right)_{empty} = -j\omega C_{Adown}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{empty} - j\omega\frac{V_{empty}}{\gamma P_0}, \quad (3)$$

mientras que, en caso de que la cavidad superior esté llena de material poroso, tenemos:

$$\frac{1}{Z_{Atot,full}} = \left(\frac{U}{p}\right)_{full} = -j\omega C_{Adown}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{full} - j\omega\frac{V_{up}\phi}{K}., \quad (4)$$

donde *U* es la velocidad volumétrica en m^3/s, *CAdown* es la compliancia acústica de la cavidad inferior en m^5/N y *Vup* es el volumen de la cavidad superior en m^3.
Las impedancias superficiales de los casos vacío y lleno se pueden igualar porque tienen las mismas condiciones de contorno en el sistema:

$$\frac{K}{\phi} = \frac{\gamma P_0}{1 - \frac{V_{down}}{V_{up}}\left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{full} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{empty}\right)}. \quad (5)$$

Ahora, cuando la cavidad superior se llena parcialmente con material (*caja semillena*), el aire y el material poroso en la cavidad superior forman una red de cumplimiento paralela. Esto modifica la admitancia acústica total del sistema, lo que se traduce en:

$$\frac{1}{Z_{Atot,semifull}} = \left(\frac{U}{p}\right)_{semifull} = -j\omega C_{Adown}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{semifull} - \frac{1}{Z_{Atot}}, \quad (6)$$

donde se puede calcular a partir de las entradas de aire y material:Z_{Atot}

$$\frac{1}{Z_{Atot}} = \frac{1}{Z_{Aair}} + \frac{1}{Z_{AK}}. \tag{7}$$

Las ecuaciones de equiparación (3) y (6) obtienen:

$$-j\omega C_{Adown}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{semifull} - \frac{1}{Z_{Atot}} = -j\omega C_{Adown}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{empty} - j\omega\frac{V_{empty}}{\gamma P_0}, \tag{8}$$

y resolviendo la ecuación (8) para *ZAtot* se obtiene:

$$\frac{1}{Z_{Atot}} = j\omega C_{Adown}\left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{empty} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{semifull}\right) + j\omega\frac{V_{empty}}{\gamma P_0} \tag{9}$$

Finalmente, al igualar las ecuaciones (5) y (7), obtenemos una expresión que da como resultado el valor de K:

$$Z_{Aair} = \frac{\gamma P_0}{j\omega V_{air}} \tag{10}$$

$$Z_{AK} = \frac{K}{j\omega V_{por}\varphi} \tag{11}$$

$$V_{up} = V_{por} + V_{air} \tag{12}$$

En ecuaciones (2) y (11), se puede ver la dependencia con la porosidad abierta. La asíntota de baja frecuencia de la parte real del módulo dinámico de compresibilidad [15] permite obtener el valor de la porosidad:

$$\lim_{\omega\to 0} Re(K) = \frac{P_0}{\phi}\ , \tag{13}$$

El proceso de calibración se lleva a cabo midiendo dos cavidades superiores vacías con diferentes volúmenes: V_{empty1} *y* V_{empty2}.

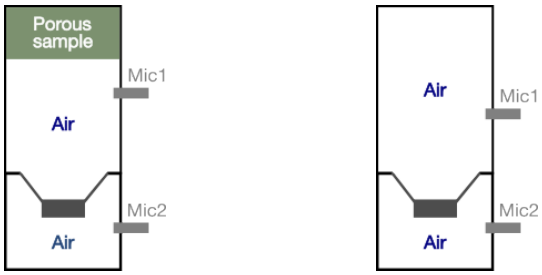
Por lo tanto, se cumple la siguiente ecuación:

$$V_{down}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{empty2} + V_{empty2} = V_{down}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{empty1} + V_{empty1} \tag{14}$$

Si resolvemos en la ecuación (15), el volumen de la cavidad inferior es: V_{down}

$$V_{down} = \frac{V_{empty1} - V_{empty2}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{empty2} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{empty1}}. \tag{15}$$

Durante este proceso se utilizan dos cavidades superiores diferentes (véase Figura 1). Durante la medición del módulo dinámico de volumen de los materiales, solo se utilizó la cavidad superior con el menor volumen (Figura 1a) y el material se colocó en la parte superior, dejando un espacio de aire entre el altavoz y el material. En este caso, el volumen que queda en la cavidad superior de la membrana del altavoz se determina midiendo la carcasa de la cavidad vacía. Esta configuración se muestra en Figura 2.



(a) (b)

Figura 2. Configuración para medir el módulo dinámico a granel con la cavidad superior parcialmente llena con una muestra de material (a) y vacía (b).

2.2 Propuesta de obtención de la porosidad a través de imágenes

En este caso, el procedimiento propuesto se basa en la obtención previa de imágenes de microscopio. De estas imágenes se hace un análisis del "primer plano" para obtener una estimación de qué parte es aire y qué parte ocupa el material. El análisis de la imagen se realiza a través de librerías específicas de Matlab. Se ilustra con un material el procedimiento. En la figura 3 se muestra la imagen de microscopio y el análisis de primer plano obtenido en Matlab.

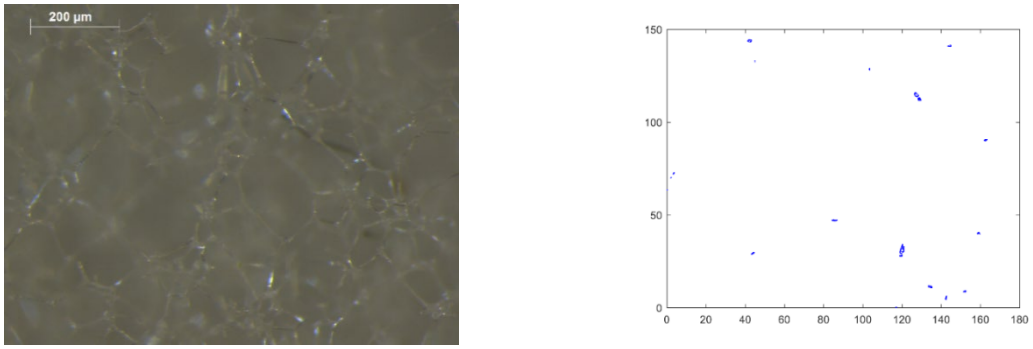


Figura 3. Imagen y análisis.

En este caso el valor de porosidad obtenido por este método y 3 muestras de cada material es de 0,989 ± 0,001. Se dispone del ensayo por laboratorio externo de este material con un valor de 0,98 ± 0,01. La limitación la marca en este método la claridad de la imagen, el tipo de imagen.

3 Resultados obtenidos

Se han elegido los siguientes materiales: (En la tabla 1 se resumen los datos básicos).

- Melamina de 4 cm del que se dispone ensayo en laboratorio externo.
- Espuma reciclada de 4 cm.
- Espuma reciclada de 2 cm.
- Lana de poliéster de 3,5 cm
- Lana de oveja de 4 cm.

A continuación, en las figuras 4 a 8 se muestran las medidas de baja frecuencia de la parte real del módulo de compresibilidad complejo, normalizado con la presión atmosférica de 101300 Pa. A partir de esas medidas, se obtiene el valor de la porosidad con la tendencia a frecuencia 0 Hz. En las figuras 9 a 12 se muestran imágenes de microscopio de los mismos materiales (excepto la melamina que se ha puesto como ejemplo en la figura 3). Se muestran un par de perfiles. Se resumen en la tabla 1 los resultados de ambos métodos con datos disponibles de laboratorio externo.

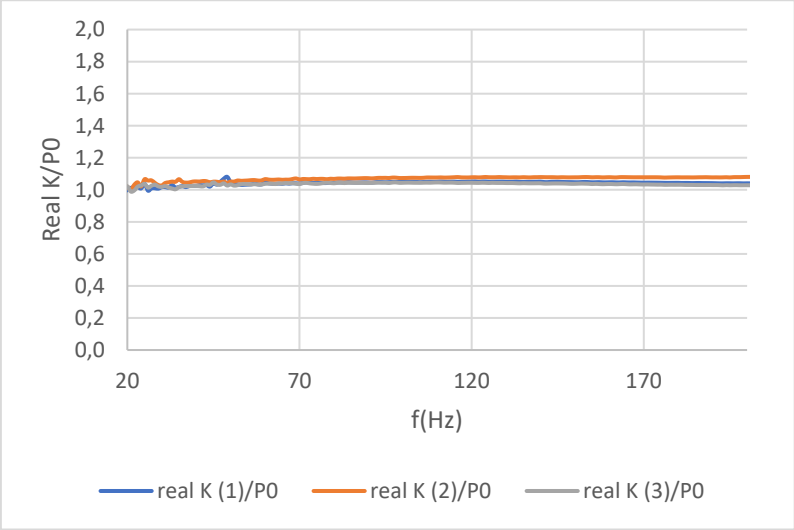


Figura 4. Parte real del módulo de compresibilidad complejo normalizado para melamina 4

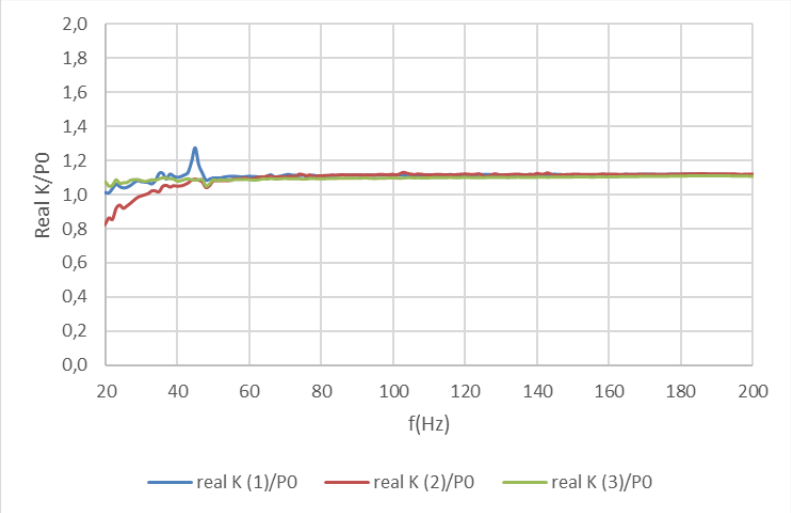


Figura 5 - Parte real del módulo de compresibilidad complejo normalizado para espuma reciclada de 4 cm

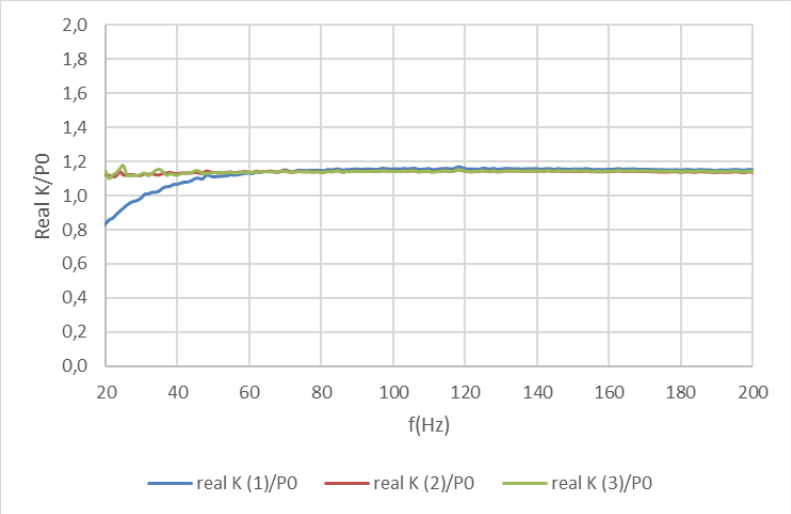


Figura 6 - Parte real del módulo de compresibilidad complejo normalizado para espuma reciclada de 2 cm

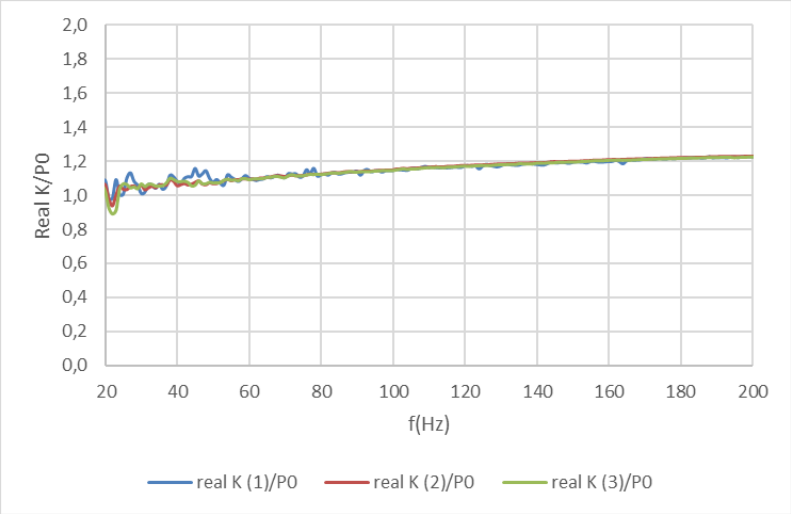


Figura 7. Parte real del módulo de compresibilidad complejo normalizado para lana de poliéster de 3,5 cm

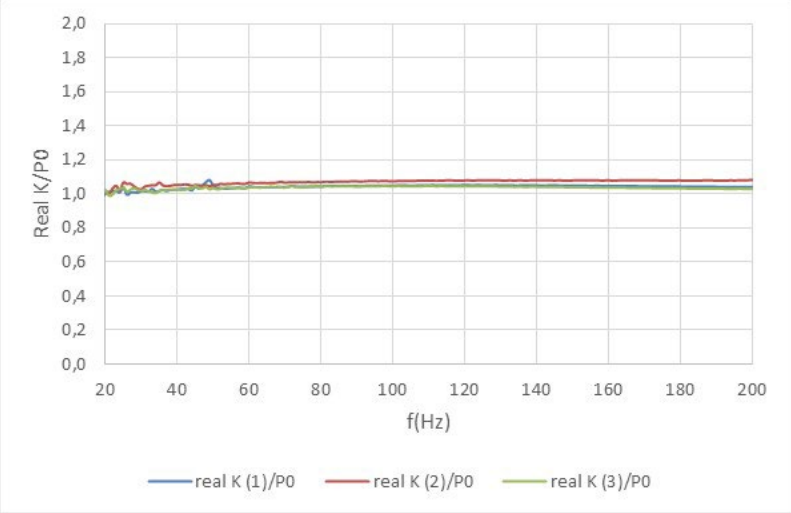


Figura 8 . Parte real del módulo de compresibilidad complejo normalizado para lana de oveja de 4 cm

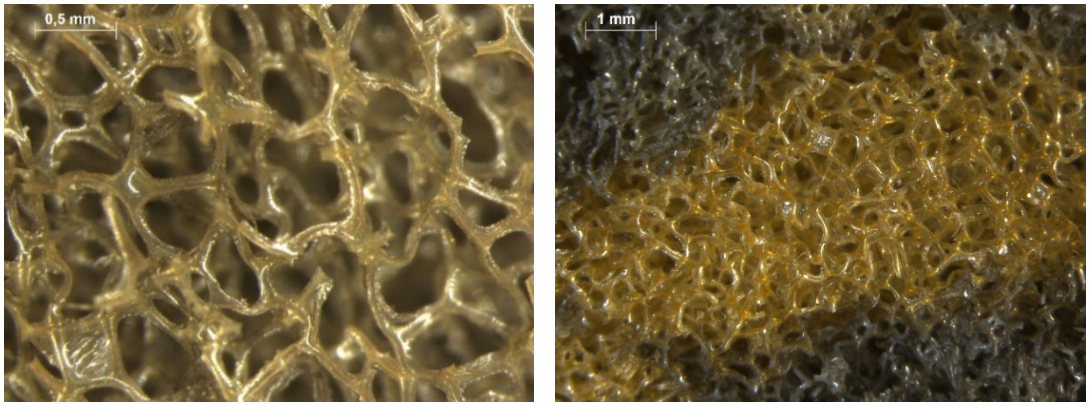


Figura 9 – Imágenes para espuma reciclada de 4 cm

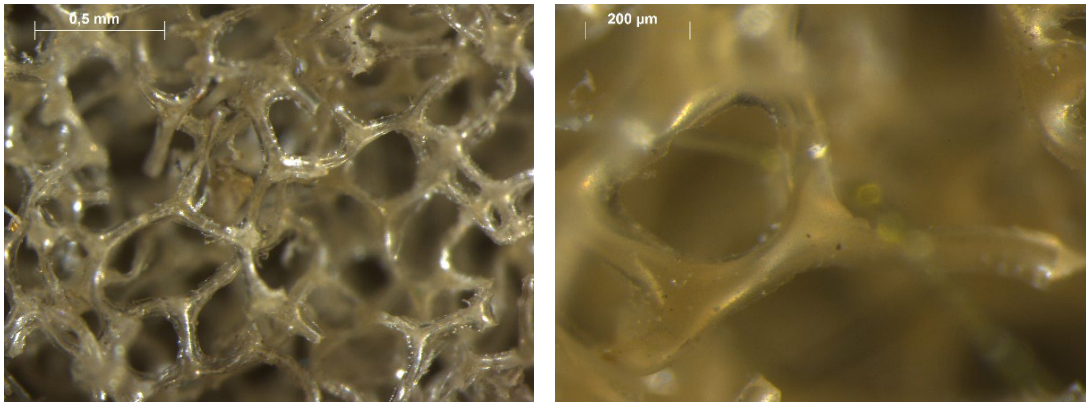


Figura 10 – Imágenes para espuma reciclada de 2 cm

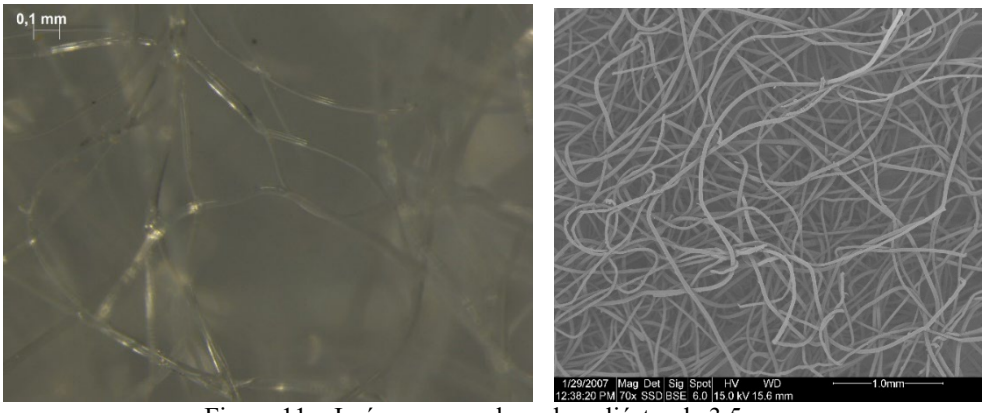


Figura 11 – Imágenes para lana de poliéster de 3,5 cm

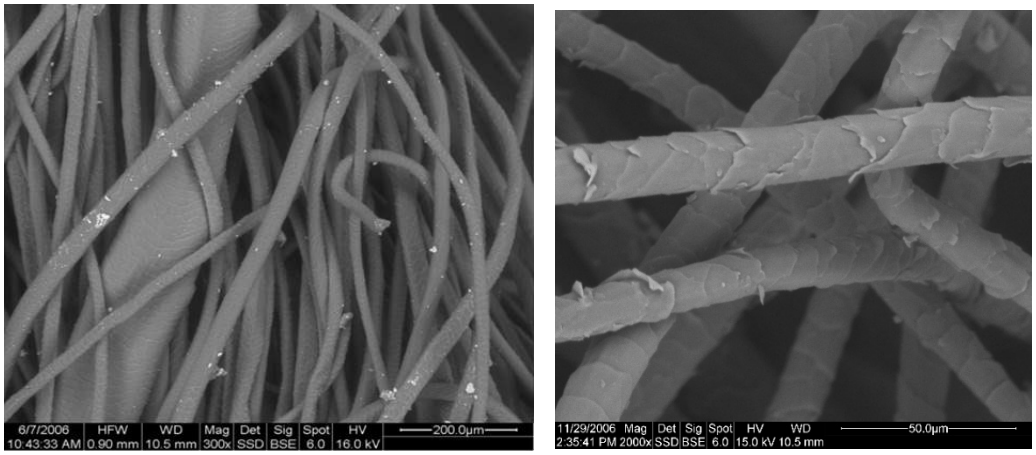


Figura 12 – Imágenes para lana de oveja de 4 cm

Tabla 1 – Comparativa de resultados de porosidad

	Espesor (cm)	**Densidad (kg/m^3)**	**Porosidad (acústica)**	**Porosidad (imagen)**	**Porosidad (Laboratorio externo)**
Melamina	4	10	0,99	0,98	0,98
Espuma reciclada	4	70	0,95	0,98	0,93
Espuma reciclada	2	110	0,94	0,95	(no se dispone)
Lana de poliéster	4	15	0,98	0,95	0,98
Lana de oveja	4	50	0,98	0,92	(no se dispone)

4 Conclusiones

En este trabajo se han comparado dos procedimientos para obtener la porosidad aplicados a materiales sostenibles. El primer método, método acústico se ha basado en el comportamiento acústico del módulo de compresibilidad complejo a baja frecuencia. Se han medido para varios materiales este parámetro y se ha obtenido la porosidad con el criterio de tendencia a frecuencia 0 Hz. Se puede ver que el método es relativamente estable, y que los resultados se asemejan bastante a los datos obtenidos por laboratorio externo. Teniendo en cuenta la heterogeneidad de los materiales ensayados, se podrían dar por válidos.

El segundo método realiza un reconocimiento de contorno de imágenes de microscopia. A través de este análisis de contorno y mediante el estudio del primer plano, se obtiene una estimación de la porosidad. En este caso se han tenido que tomar varias decisiones. Una es el grado de aumento adecuado. Se comprueba que, si el aumento es demasiado grande, el detalle no es adecuado para obtener un valor de porosidad. Si es demasiado pequeño, se produce demasiada distorsión en el primer plano. Esto condiciona el resultado. Debe tenerse una idea del rango en el que se mueve el poro o la fibra para poder elegir el rango más fiable. Otro problema es el enfoque. Imágenes que tengan cierto desenfoquen no dejan obtener el primer plano con claridad. El problema se evidencia porque aparecen zonas de concentración de puntos debido al desenfoque. Además, el tipo o tecnología de la imagen también

influyen. Pueden verse como las imágenes para la lana de oveja son más antiguas (figura 12) y eso ha hecho que cueste identificar el plano.

En la comparativa de la tabla 1 se muestran los resultados. Aunque todavía quedan muchas pruebas por realizar, la técnica acústica parece ser más estable y ofrecer menos problemas.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por el Fondo Social Europeo y la Conselleria de Innovación, Universidades, Ciencia y Sociedad - Generalitat Valenciana, a través del programa ACIF-2020 (ACIF/2020/401).
Financiado por una subvención AICO 2024 de la Conselleria de Educación, Universidades y Empleo, para difusión del proyecto CIAICO/2023/246 "METAMATERIALES FLEXIBLES MULTIFUNCIONALES SOSTENIBLES".

Referencias

[1] M. E. Delany and E. N. Bazley, "Acoustical properties of fibrous absorbent materials," Appl. Acoust., vol. 3, no. 2, pp. 105–116, 1970.

[2] J. Allard and Y. Champoux, "New empirical equations for sound propagation in rigid frame fibrous materials," J. Acoust. Soc. Am., vol. 91, no. 6, pp. 3346–3353, Jun. 1992.

[3] K. Attenborough, "Acoustical characteristics of porous materials," Phys. Rep., vol. 82, no. 3, pp. 179–227, Feb. 1982.

[4] K. Attenborough, "Acoustical characteristics of rigid fibrous absorbents and granular materials," J. Acoust. Soc. Am., vol. 73, no. 3, pp. 785–799, Mar. 1983.

[5] N. Voronina, "Acoustic properties of fibrous materials," Appl. Acoust., vol. 42, no. 2, pp. 165–174, Jan. 1994.

[6] N. Voronina, "Improved empirical model of sound propagation through a fibrous material," Appl. Acoust., vol. 48, no. 2, pp. 121–132, Jun. 1996.

[7] N. Voronina, "An empirical model for elastic porous materials," Appl. Acoust., vol. 55, no. 1, pp. 67–83, Sep. 1998.

[8] N. Voronina, "An empirical model for rigid frame porous materials with high porosity," Appl. Acoust., vol. 51, no. 2, pp. 181–198, Jun. 1997.

[9] N. . Voronina and K. . Horoshenkov, "A new empirical model for the acoustic properties of loose granular media," Appl. Acoust., vol. 64, no. 4, pp. 415–432, Apr. 2003.

[10] R. del Rey, J. Alba, J. P. Arenas, and V. J. Sanchis, "An empirical modelling of porous sound absorbing materials made of recycled foam," Appl. Acoust., vol. 73, no. 6–7, pp. 604–609, Jun. 2012.

[11] D. Johnson, J. Koplik, and R. Dashen, "Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media," J. Fluid Mech., vol. 176, pp. 379–402, 1987.

[12] Y. Champoux and J.-F. Allard, "Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media," J. Appl. Phys., vol. 70, no. 4, pp. 1975–1979, 1991.

[13] D. Lafarge, P. Lemarinier, J. F. Allard, and V. Tarnow, “Dynamic compressibility of air in porous structures at audible frequencies,” J. Acoust. Soc. Am., vol. 102, no. 4, pp. 1995–2006, 1997.

[14] S. R. Pride, F. D. Morgan, and A. F. Gangi, “Drag forces of porous-medium acoustics,” Phys. Rev. B, vol. 47, no. 9, pp. 4964–4978, Mar. 1993.

[15] Marialuisa Napolitano, Elio Di Giulio, Fabio Auriemma, et al. (2022). Low frequency acoustic method to measure the complex bulk modulus of porous materials. JASA 151, 1545; doi: 10.1121/10.0009767

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ANALYTICAL PREDICTION AND IN-SITU EXPERIMENTAL CHARACTERIZATION OF ANISOTROPIC FIBROUS MATERIALS

Teresa Bravo[1], Cedric Maury[2], Daniel Mazzoni[3], Muriel Amielh[3]

[1] Spanish National Research Council
e-mail: teresa.bravo@csic.es
[2] Laboratory of Mechanics and Acoustics (CNRS)
e-mail: cedric.maury@centrale-marseille.fr
[3] Institute of Research on Non-Equilibrium Phenomena (CNRS)
email: daniel.mazzoni@centrale-marseille.fr; muriel.amielh@univ-amu.fr

Resumen

El diseño de materiales acústicos alternativos para problemas de control de ruido ambiental requiere una caracterización experimental que debe realizarse considerando las condiciones in situ para una estimación precisa de sus propiedades absorbentes. En este trabajo estamos interesados en el estudio de materiales fibrosos anisotrópicos como una alternativa a los materiales clásicos que no pueden lograr las reducciones de ruido específicas recomendadas por las organizaciones mundiales de la salud. Sus propiedades, direccionalmente dependientes, proporcionan más grados de libertad para la optimización y adecuación a diferentes problemas. Se predicen utilizando una formulación analítica que tiene en cuenta tanto la anisotropía como la dependencia de la frecuencia del módulo complejo de densidad y compresibilidad y requiere la solución de una ecuación trascendental. La verificación de los resultados se ha realizado de forma experimental con una sonda de presión-velocidad in situ que proporciona los coeficientes de absorción y reflexión en función del diámetro de las fibras. También se han obtenido resultados cubriendo el material fibroso con un panel microperforado.

Palabras clave: medida de absorción in situ, materiales fibrosos anisotrópicos, paneles micro-perforados.

Abstract

The design of alternative acoustic materials for environmental noise control problems requires an experimental characterization that has to be done considering in-situ conditions for accurate estimation of their absorbing properties. In this work we are interested in the study of anisotropic fibrous materials as an alternative to classical materials that cannot achieve the targeted noise reductions recommended by world health organizations. Their properties, directionally dependent, provide more degrees of freedom for optimization and adequacy to different problems. They are predicted using an analytical formulation that accounts for both anisotropy and frequency dependence of the complex density and compressibility module. It requires the solution of a transcendental equation. Verification of the results has been carried out experimentally with an in-situ pressure-velocity probe that provides the absorption and reflection coefficients as a function of the fibers diameter. Results have also been obtained when shielding the fibrous material by a micro-perforated panel.

Keywords: in-situ measurement absorption, anisotropic fibrous materials, micro-perforated panels.

PACS nº. 43.20.Rz, 43.50.-x

1 Introduction

One of the major contributors to noise pollution in urban environments is the transportation system [1]. Low-frequency broadband noise control constitutes a predominant contribution in the aeronautic and automotive transports [2]. Many acoustic devices for the reduction of fan and jet noise are constituted of liners made up of a honeycomb core bonded to a perforated sheet in contact with the flow that acts as a resistive skin. They provide significant noise attenuation at high frequencies, due to the thickness of the embarked porous material that spans several wavelengths of the incident sound wave, but they also add additional weight and may obstruct fast routine maintenance inspection. Several active flow control technologies have also been studied showing promising results, but still at an early stage [3, 4]. Taking aviation safety and energy consumption into consideration, active flow control methods are mainly applied to downscaled model of airframe components and still have a moderate technology readiness level. As an alternative to classical materials, layouts of panels with micro-slits or micro-perforations have been considered. These treatments are resonance absorbers composed of Micro-Perforated Panels (MPPs) with sub-millimetric holes backed by an air cavity [5, 6]. They are tuneable control devices with adjustable performance achieved by a proper selection of their physical constitutive parameters. Despite these advantages, MPP-based solutions for real problems are still moderate. The work done until now is mainly intended for room acoustic applications. Knowledge about their acoustic behaviour is still ongoing research for most of the noise problems addressed by the transportation industry. In particular, studies about the finite-size effects of the MPP partitions, their vibrating response [7] as well as their absorption and transmission properties [8, 9] under an acoustic excitation. Recently, the acoustic response of MPPs partition in presence of grazing and/or bias flow [10] has been studied, with relevance to flow noise problems in the automotive industry.

Bio-inspired low-frequency materials have been developed for a long time. In particular, it has been identified that the silent flight of certain species of night bird predators, such as the large owls, can offer insights for the design of multi-layer structures in order to reduce the airframe noise in aeronautic systems [11]. Owls are able to eliminate the self-noise produced during flight by the turbulent pressures in the wing boundary layers and from the legs between 2 and 10 kHz. Such noise reduction relies on the specific plumage of their wings with three main characteristics prone to a silent flight. Apart from the leading edge serrations that prevent boundary layer separation [12] and the trailing edge porous fringes that provide smooth mixing of the upper and lower boundary layers [13], the feathers are coated by a fine, soft downy material evenly distributed on the top of the wings. From the observed morphology and constitutive parameters of the owl feathers, a number of modelling studies aimed at developing a mimetic surface to demonstrate the reduction of noise caused by flow over the surface. Experimental studies have been presented by Clark *et al*. [14] on surfaces which mimic the morphology and assumed noise reduction properties of owl feathers, with particular attention to the velvety coating on its top surface. They tested several bio-inspired treatments in an anechoic wall-jet facility and analysed the effects on the surface pressure spectra as well as on the far-field sound levels of various rough surfaces, eventually shrouded by a canopy. All canopies had a strong beneficial influence on the surface pressure spectra in the mid-frequency range with up to 30 dB attenuation of the roughness noise at 1500 Hz and for external flow speed of $20\ \mathrm{m.s^{-1}}$ with the thinnest filament canopy. Through physical scaling, the authors pointed out that the canopy acted as a spatial filter, responsible of the exponential attenuation of the surface pressures linked to the turbulent eddy scales smaller than the canopy height.

These studies also analysed external effects by studying how the canopy suspended above a rough surface interacts with the flow and reduces the pressure fluctuations in a manner similar to the effect

of wind over and through vegetation canopy. The work presented here studies the internal attenuation effects underneath and within the canopy. We deal with the attenuation effects inside a given absorbing partition beneath a uniform flow in order to reproduce the aero-acoustic properties of the velvety down wing surface. In this work we assume that a description appropriate to bio-inspired surface may be the use of fibrous anisotropic materials as they seem well-suited to describe the intricate structure of the owl wing feathers. These materials with a specified solid frame constitute a particular category of a more general class of fluid-solid mixtures, ranging from porous rocks, fibrous and granular solids, foam materials to emulsions and suspensions. The capillary pore approach was first used by Rayleigh [15]. Many later fiber theories were, essentially, generalizations of this approach and introduced phenomenological parameters to allow for deviations from the simple capillary pore structure. The multiple scattering approach [16] is a fruitful model of fibers suspension in the air that incorporates wave motion between and within the fibers which can be randomly distributed and of different radii. It is built upon a cylindrical harmonic decomposition of the incident, scattered dilatational, thermal and viscous waves in the fluid phase, and induced dilatational, thermal and shear waves in the solid phase of the fibers. Although this model is a faithful description of the real problem, it does not account for propagation through anisotropic materials made up of inclined fibers in contact with an external flow.

The starting point of the work presented here is the model of Nayfeh and Sun [17], that describes the axial attenuation of waves propagating in a two-dimensional duct carrying a uniform mean flow and treated by a bulk-reacting liner consisting of an anisotropic porous material backed by a cellular honeycomb core. This model is generalized in the present study by accounting for a fully anisotropic complex compressibility and air flow resistivity. It is used to evaluate numerically and experimentally the absorption properties of rigidly-backed fibrous anisotropic partitions, eventually shielded by a MPP. A theoretical approach that predicts the normal incidence absorption through these treatments will be assessed in Section 2, that generalizes Nayfeh and Sun model to account for anisotropic bulk modulus as well as viscous and thermal diffusion effects. The model will be validated in Section 3 against a set of published results and in laboratory conditions (Section 4) with an *in-situ* impedance probe for different configurations of materials combined with MPPs. The main conclusions and directions for future work will be summarized in the last section.

2 Analytical formulation

2.1 Theoretical analysis

The configuration to be studied is outlined in Figure 1.

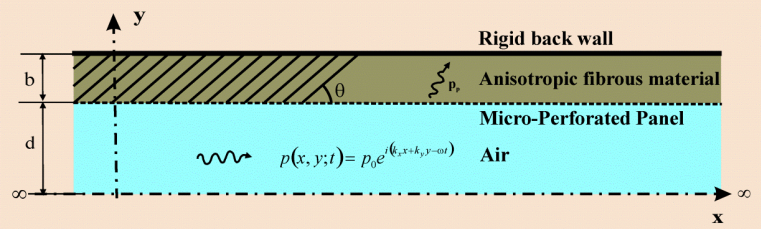


Figure 1 –Physical set-up

It consists of a uniform liner of infinite extent along the *x*-axis composed of a thin flexible MPP located at $y = d$ and separated from a rigid back wall by a layer of anisotropic fibrous material with

thickness b. Acoustic waves ($e^{-i\omega t}$) propagate both in the porous and in the fluid domains. In the following sub-sections, we outline the main equations that predict the absorption properties of several models of anisotropic partitions. We start by a classical model of fibrous material with anisotropic resistivity that accounts for viscous losses along and normal to the fibers. It is subsequently generalized to the case of a fully anisotropic fibrous material with complex effective densities and bulk modulii along and normal to the fiber axis, that respectively account for relaxation effects associated to viscous and thermal diffusion. Finally, we model a rigidly-backed partition composed of a rigid MPP backed by a layer of anisotropic materials

2.1.1 Weakly anisotropic model for fibrous materials

The purpose of the formulation is to find analytical expression for the axial attenuation (dB/m) and the normal absorption coefficient α induced by a rigidly-backed anisotropic fibrous material of thickness b in contact with a fluid flowing uniformly in the half-space $y < d$, as shown in Figure 1. The fibers are inclined at an angle θ with respect to the material surface. The pressure and the axial and normal velocities are denoted respectively $\tilde{p}$, $\tilde{v}_x$ and $\tilde{v}_y$ in the fluid domain and $\tilde{p}_p$, $\tilde{v}_{px}$ and $\tilde{v}_{py}$ in the porous domain, with the generic wave form $\tilde{g}(x,y;t) = g(y)e^{i(k_x x - \omega t)}$. Eliminating the density fluctuations $\tilde{\rho}$, $\tilde{v}_x$ and $\tilde{v}_y$ between the Euler equation, the mass conservation and the thermodynamic law, $\tilde{p} = \tilde{\rho} c_0^2$, leads to the convected Helmholtz-equation satisfied by the pressure in the fluid domain

$$p'' + \left[(Mk_x - k_0)^2 - k_x^2\right] p = 0 \tag{1}$$

with $p'' = d^2 p / dy^2$, $M = U_\infty / c_0$ the flow Mach number with axial velocity U_∞ and c_0 the sound speed. $k_0 = \omega / c_0$ and k_y are the acoustic and axial wavenumbers in the fluid domain. As for the anisotropic fibrous material, the conservation of momentum is expressed in matrix form in terms of the material properties along, τ, and normal, n, to the fiber directions, as follows

$$\frac{\rho_0}{\Omega}\mathbf{S}_\theta \begin{bmatrix} \dfrac{\partial \tilde{v}_{px}}{\partial t} \\ \dfrac{\partial \tilde{v}_{py}}{\partial t} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dfrac{\partial \tilde{p}_p}{\partial x} \\ \dfrac{\partial \tilde{p}_p}{\partial y} \end{bmatrix} + \mathbf{\Sigma}_\theta \begin{bmatrix} \tilde{v}_{px} \\ \tilde{v}_{py} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \tag{2}$$

In this expression, $\mathbf{S}_\theta = \begin{bmatrix} s_{\tau\tau} & s_{\tau n} \\ s_{n\tau} & s_{nn} \end{bmatrix}$ and $\mathbf{\Sigma}_\theta = \begin{bmatrix} \sigma_{\tau\tau} & \sigma_{\tau n} \\ \sigma_{n\tau} & \sigma_{nn} \end{bmatrix}$ are the structure factor and flow resistivity matrices, the elements of which have the form $s_{\tau\tau} = s_\tau \cos^2\theta + s_n \sin^2\theta$, $s_{nn} = s_\tau \sin^2\theta + s_n \cos^2\theta$, $s_{\tau n} = s_{n\tau} = (s_\tau - s_n)\sin 2\theta / 2$, with the same dependence for the elements of the $\mathbf{\Sigma}_\theta$ matrix. Ω is the porosity defined as the fraction of air volume with respect to the total volume of material and $s_{\tau(n)}$ are the structure factors along (resp. normal) to the fiber axis. In the same way, $\sigma_{\tau(n)}$ are the flow resistivities along (resp. normal to) the fibers directions and that account for frictional viscous dissipation effects along and across the fluid-fiber interface. The equation of mass conservation in the fibrous material can be written as

$$\Omega \frac{\partial \tilde{p}_p}{\partial t} + \mathrm{K}_p \nabla \cdot \tilde{\mathbf{v}}_p = 0, \tag{3}$$

assuming an isotropic lossless bulk modulus given by $\mathrm{K}_p = \rho_0 c_0^2$. Operating from Eqs. (1-2) to eliminate v_{px}, v_{py} and p_p', we obtain an equation of propagation for the pressure amplitude in the fibrous material in the form

$$p_p''(y) + F_1\, p_p'(y) + F_2\, p_p(y) = 0, \tag{4}$$

with $F_1 = -\dfrac{\mathrm{i}k_{px}}{g_{\tau\tau}}\left(g_{\tau n} + g_{n\tau}\right)$ and $F_2 = \dfrac{\mathrm{i}\omega\Omega}{\mathrm{K}_p}\dfrac{\det(\mathbf{g})}{g_{\tau\tau}} - \dfrac{k_{px}^2 g_{nn}}{g_{\tau\tau}}$ and $\det(\mathbf{g}) = \begin{vmatrix} g_{\tau\tau} & g_{\tau n} \\ g_{n\tau} & g_{nn} \end{vmatrix}$, where we have used the following notation, $g_{\tau\tau(nn)} = \sigma_{\tau\tau(nn)} - \mathrm{i}\omega\rho_0\Omega^{-1}s_{\tau\tau(nn)}$ and $g_{\tau n} = g_{n\tau} = \sigma_{\tau n} - \mathrm{i}\omega\rho_0\Omega^{-1}s_{\tau n}$. We can now obtain an expression for the input admittance $\beta = \rho_0 c_0 \dfrac{\tilde{v}_{py}(x,d;t)}{\tilde{p}_p(x,d;t)}$ at the interface $y = d^{\mp}$ in terms of either the fluid flow or the material parameters. Applying continuity of the pressure and normal particle displacement at $y = d^-$ on the fluid side, the input admittance can be expressed in terms of the fluid parameters as

$$\beta = \frac{\omega k_y c_0}{(\omega - U_\infty k_x)^2} = \frac{k_0 k_y}{(k_0 - M k_x)^2}, \tag{5}$$

with $k_y^2 = (Mk_x - k_0)^2 - k_x^2$ and $\mathrm{Im}(k_y) > 0$. We can now obtain an expression for this quantity at $y = d^+$ towards the fibrous material. We assume an expression for the pressure of the form $\tilde{p}_p(x,d;t) = \left(a_p\, \mathrm{e}^{\mathrm{i}k_{py_1}d} + b_p\, \mathrm{e}^{\mathrm{i}k_{py_2}d}\right)\mathrm{e}^{\mathrm{i}(k_x x - \omega t)}$ where k_{py_1} and k_{py_2} are the transverse wavenumbers of the forward and backward waves travelling in the material. Back substituting $\tilde{p}_p$ into Eq. (4), we obtain a second order polynomial equation, with well-known solutions given by $2k_{py_{1,2}} = \mathrm{i}F_1 \pm \kappa_p$, with

$$\kappa_p \equiv k_{py_1} - k_{py_2} = \frac{2\sqrt{\det(\mathbf{g})}}{g_{\tau\tau}}\sqrt{\frac{\mathrm{i}\omega\Omega}{\mathrm{K}_b}g_{\tau\tau} - k_x^2}, \tag{6}$$

the phase propagation constant and F_1 the attenuation factor in the transverse *y*-direction. An expression for the velocity $\tilde{v}_{py}$ in the fibrous material can also be obtained when imposing the rigid back wall condition, $\tilde{v}_{py}(x, b+d;t) = 0$. Evaluating the ratio between velocity and pressure at $y = d^+$, one obtains the following expression for the input admittance of the fibrous material

$$\beta = -\rho_0 c_0 \frac{g_{\tau\tau}\kappa_p}{2\det(\mathbf{g})}\tan\left(\frac{\kappa_p b}{2}\right). \tag{7}$$

Equating Eqs. (5) and (7) leads to the following eigenvalue problem,

$$\beta = -\frac{\rho_0 c_0 g_{\tau\tau}\kappa_b}{2\det(\mathbf{g})}\tan\left(\frac{\kappa_b}{2}d\right) = \frac{k_0 k_y}{\left(k_0 - M k_x\right)^2}\,. \tag{8}$$

Eq. (8) have to be solved for each frequency in the complex k_x-space restrained to $\mathrm{Im}(k_x) > 0$ in order to avoid exponential growth of the solution when $x > 0$. Once the solution is identified, denoting $z = \beta^{-1}$,we proceed to calculate the normal absorption coefficient,

$$\alpha = 1 - \left|\frac{z-1}{z+1}\right|^2\,. \tag{9}$$

2.1.2 Fully anisotropic model for fibrous materials

In Eq. (3), the assumption of an isotropic effective velocity, equal to the speed of sound in all directions of the anisotropic material, is rather restrictive and is overcome in this section. A generalized mass conservation equation should include an anisotropic bulk modulus with values K_τ along the fiber axis and K_n normal to the plane of the fibers. Eq. (3) of mass conservation is then updated as

$$\Omega\frac{\partial \tilde{p}_p}{\partial t} + \mathrm{Tr}\left[\mathbf{K}\,\nabla\tilde{\mathbf{v}}_p\right] = 0\,, \tag{10}$$

where $\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathrm{K}_{\tau\tau} & \mathrm{K}_{\tau n} \\ \mathrm{K}_{n\tau} & \mathrm{K}_{nn} \end{bmatrix}$ is the bulk modulus matrix whose elements follow the same construction rule as those of the structure factor and flow resistivity matrices (Eq. 2). The complex bulk moduli K_τ and K_n can be defined as a function of the flow resistivities, σ_τ and σ_n, along and normal to the fiber axis, as follows [18]

$$\mathrm{K}_{\tau,n} = \rho_0 c_0^2 \left\{1 + (\gamma - 1)\Big/\sqrt{1 - \frac{4\mathrm{i}\omega\rho_0 N_P}{\sigma_{\tau,n}}}\right\}^{-1}\,, \tag{11}$$

where $\gamma = C_P/C_V$ is the ratio of the heat capacities at constant pressure and volume, and $N_P = C_P\eta/\kappa_T$ the Prandtl number with κ_T the thermal conductivity. We also derive a generalized form of the momentum conservation equation with the following complex effective mass densities

$$\rho_{0\tau,n} = \rho_0 \left\{1 - 1\Big/\sqrt{1 - \frac{2\mathrm{i}\omega\rho_0}{\sigma_{\tau,n}}}\right\}^{-1}\,. \tag{12}$$

The corresponding notations have to be updated as $g_{\tau\tau(nn)} = \sigma_{\tau\tau(nn)} - \mathrm{i}\omega\rho_{p,\tau\tau(nn)}\,\Omega^{-1}$, $g_{\tau n} = g_{n\tau} = \sigma_{\tau n} - \mathrm{i}\omega\rho_{p,\tau n}\,\Omega^{-1}$ with the following definitions $\rho_{p_{\tau\tau}} = \rho_{0\tau}s_\tau\cos^2\theta + \rho_{0n}s_n\sin^2\theta$, $\rho_{p_{nn}} = \rho_{0\tau}s_\tau\sin^2\theta + \rho_{0n}s_n\cos^2\theta$ and $\rho_{p_{\tau n}} = \rho_{p_{n\tau}} = \left(\rho_{0\tau}s_\tau - \rho_{0n}s_n\right)\sin\theta\cos\theta$. The coefficients of the wave propagation equation (4) now take the form

$$F_1 = -\frac{\mathrm{i}k_x\left(\mathrm{K}_{\tau\tau}g_{\tau n} + \mathrm{K}_{nn}g_{n\tau} - \mathrm{K}_{\tau n}g_{nn} - \mathrm{K}_{n\tau}g_{\tau\tau}\right)}{\mathrm{K}_{nn}g_{\tau\tau} - \mathrm{K}_{n\tau}g_{\tau n}} = -\mathrm{i}k_x F_1', \tag{13}$$

$$F_2 = -\frac{\mathrm{i}\omega\Omega\det(\mathbf{g}) - k_{px}^2\left(\mathrm{K}_{\tau\tau}g_{nn} - \mathrm{K}_{\tau n}g_{n\tau}\right)}{\mathrm{K}_{nn}g_{\tau\tau} - \mathrm{K}_{n\tau}g_{\tau n}}. \tag{14}$$

With these coefficients, Eq. (4) is generalized to the case of a fully anisotropic fibrous material with complex bulk modulii and effective densities associated to thermal and viscous diffusion effects along and across the fibers. The specific input impedance of the fibrous material is then expressed as

$$z = \beta^{-1} = \frac{\left[-\mathrm{i}k_x\left(g_{n\tau} + \kappa_a\right) + g_{\tau\tau}\kappa_p\cot\left(\kappa_p b/2\right)\right]\det(\mathbf{g})}{2Z_0\left(k_x^2 g_{n\tau}\kappa_a - F_2 g_{\tau\tau}^2\right)}, \tag{15}$$

with $\kappa_a = g_{n\tau} - g_{\tau\tau}F_1'$ and F_1' calculated from Eq. (13). α is then deduced from Eq. (9) evaluated at the zeros of the transcendental equation, $\beta = k_0 k_y\left(k_0 - Mk_x\right)^{-2}$, that replaces Eq. (8).

2.1.3 Model for anisotropic materials shielded by a rigid MPP

The overall transfer impedance, Z_{MPP}/σ, for a rigid MPP with circular holes of diameter d_h and thickness t_h is given by the expression [5, 6]

$$\frac{Z_{\mathrm{MPP}}}{\sigma} = \frac{32\eta t_h}{\sigma d_h^2}\left[\sqrt{1+\frac{k_h^2}{32}} + \frac{\sqrt{2}}{32}k_h\frac{d_h}{t_h}\right] - \mathrm{i}\rho_0\omega\frac{t_h}{\sigma}\left[1+\left(9+\frac{k_h^2}{2}\right)^{-1/2} + \frac{8}{3\pi}\frac{d_h}{t_h}\right], \tag{16}$$

with σ the perforation radio, η the dynamic viscosity of the air, and $k_h = \left(d_h/2\right)/r_{\mathrm{visc.}}(\omega)$, the perforate constant, e.g. the ratio of the hole radius to the viscous boundary layer thickness, $r_{\mathrm{visc.}}(\omega) = \sqrt{\eta/\rho_0\omega}$, with ρ_0 the air density. Eq. (16) is valid provided that $b_h < \lambda/4$, with b_h the holes pitch, λ the acoustic wavelength and $b_h >> d_h$ to neglect holes interaction effects. In this section, we develop a model to study how the absorption of rigidly-backed thin MPPs is modified when lined with anisotropic fibrous materials. We still need to solve an eigenvalue equation in the k_x-complex plane that equates the specific input admittance β of the fibrous material at $y = d^+$ and the specific admittance on the MPP inner side, $1/z_d^+$. z_d^+ is related to the specific input impedance at the MPP outer side, $y = d^-$, as follows

$$z_d^+ = z_d^- - \frac{\left(p - p_p\right)}{Z_0 v_y} = z_d^- - \frac{Z_{\mathrm{MPP}}}{Z_0\sigma}, \tag{17}$$

where the assumption of a rigid MPP has been made for the last term in Eq. (17). This specific impedance on the flow side can be expressed according to Eq. (5) as $1/z_d^- = k_0 k_y/\left(k_0 - Mk_x\right)^2$. Considering that $\beta = 1/z_d^+$, we obtain from Eq. (17) the eigen-equation

$\beta = k_0 k_y \Big/ \left((k_0 - M k_x)^2 - \frac{k_0 k_y}{Z_0} \frac{Z_{\mathrm{MPP}}}{\sigma} \right)$ with β related to either Eq. (7) or (15). The absorption coefficient is then calculated as

$$z = z_d^- = \frac{Z_{\mathrm{MPP}}}{Z_0 \sigma} + \frac{1}{\beta}. \tag{19}$$

3 Comparison with previous results

To assess the analytical models presented in the previous section, it is necessary to solve the eigenvalue problems associated to the transcendental Equations (8, 15, 18). This can be viewed as an optimization problem that has to be solved for the unknown complex variable k_x for each frequency of analysis. Due to the computational cost of this combinatorial problem, an exhaustive search method would be too lengthy to be carried out. In this work we have selected the simulated annealing method [19] to find the global optimal solution. This method is well-suited for large-scale non-convex optimization problems in which a global solution of minimum "energy" coexist with many local minima. Also, it has a relatively simple implementation. The algorithm is based on an analogy with the Boltzmann law of thermodynamics that governs the way liquids freeze and crystallize, or the metals cool and anneal, slow cooling reducing the probability for the solution to be trapped in a local minimum. The optimization procedure involves the definition of a space of configurations to be searched that includes the range of variation of all the physical parameters that are selected, here $\mathrm{Re}(k_x)$ and $\mathrm{Im}(k_x)$, and the definition of an objective function that evaluates the performance of the algorithm for all the possible physical configurations. Here the objective function is the absolute value of the difference between the left-hand side and the right-hand side of Equations (8, 16, 19). The optimal results have been selected for the least attenuated mode in the complex k_x-space, e.g. corresponding to the smallest positive values of $\mathrm{Im}(k_x)$. Once the solution is identified, we can proceed with Equations (8, 15, 19) to calculate the specific input admittance of the absorbent and with Equation (9) for its normal absorption coefficient. These analytical models are compared against a set of experimental measurements obtained from either previously published results or from *in-situ* measurements.

A first validation of the models outlined in section 2 considers the results published by Attenborough [20] using free-surface anisotropic materials with parallel horizontal fibers of small diameters. He measured the normal incidence absorption coefficient of different types of fiberglass materials for comparison with the multiple scattering theory (MST) developed in [20]. For each frequency the microphone was located at the pressure nodes and antinodes and the absorption coefficient was deduced from the standing wave ratio. Figure 2 presents the results obtained for a RockSil fiberglass material of thickness $2.54\,\mathrm{cm}$, bulk density $\rho_b = 28.8\,\mathrm{kg.m^{-3}}$ and calculated porosity $\Omega = 98.7\%$, defined as $\Omega = 1 - V_f$, $V_f = \rho_b / \rho_g$ being the volume density of fibers and $\rho_g = 2300\,\mathrm{kg.m^{-3}}$ the glass density. The measurements are reproduced as circles on the blue curve for comparison with the different prediction models. In particular, we have included the MST (blue) and the two aforementioned models, weakly (dashed red) and fully anisotropic (red). We also plotted the revised version by Miki [21] of the Delany and Bazley model [22], denoted MDB model. It extends the validity of the DB model, $0.01 < \rho_0 f / \sigma_n < 1$, at low frequencies.

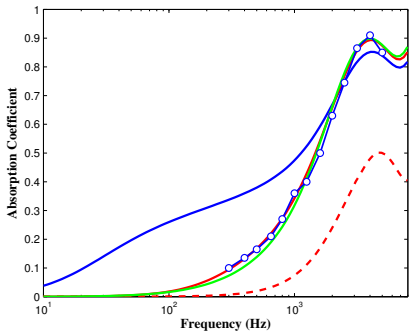


Figure 2 – Normal incidence absorption coefficient for a fiberglass material with bulk density $28.8\,\mathrm{kg.m^{-3}}$, and thickness $2.54\,\mathrm{cm}$: comparison between impedance tube measurements (blue with circles, from Fig.5c in [20]) and predictions from the Miki-Delany-Bazley model (solid green), MST (solid blue), weakly (dashed red) and fully (solid red) anisotropic models.

As it can be appreciated, the agreement between the fully anisotropic model and the measurements is remarkable over a broad frequency range between 300 Hz and 5 kHz, and up to 8 kHz when compared to the MDB model. It can also be shown that the weakly anisotropic model significantly underestimates the normal absorption coefficient over the whole frequency range. In either model, a locally reacting material ($\sigma_{\tau\tau} >> \sigma_{nn}$) has been assumed with parallel identical cylindrical fibers of radius $a_f = 7\,\mu\mathrm{m}$ placed randomly in a horizontal plane ($\theta = 0^\circ$). This configuration leads to a normal resistivity $\sigma_{nn} = \sigma_n = 8974\,\mathrm{N.s.m^{-4}}$ if one uses Tarnow's derivation of resistivity to flow perpendicular to a random lattice of parallel fibers [18], e.g. $\sigma_n = 4\pi\eta N_f \big/ \left[-0.64\ln\left(V_f\right) - 0.737 + V_f\right]$ with $N_f = V_f \big/ \left(\pi a_f^2\right)$ the concentration of fibers per square meters in a plane perpendicular to the fibers axis. Although not shown, simulations assuming a non-locally reacting material ($\sigma_{\tau\tau} = \sigma_{nn}/2$) underestimate the maximum absorption values, especially at the first quarter wavelength resonance (3376 Hz). Indeed, the models provide an axial wavenumber solution on the least attenuated mode. The agreement is fair when comparing the MST with the measurements above 2 kHz. But below 1 kHz, the correlation with the MST is gradually lost as frequency decreases. The MST based on non contact freely suspended fibers clearly overestimates the absorption as it does not account for the air and fibers that tend to move together in this frequency range, and so reduce the amount of dissipation. Note that a good agreement is maintained between the MDB and the fully anisotropic models at very low frequencies.

4 Experimental verification

A series of measurements has been carried out for *in-situ* free-field characterization of the normal absorption coefficient for a number of anisotropic fibrous materials. The measurements have been performed in the LMA semi-anechoic room above the room cut-off frequency of 70 Hz. We have used an absorption measurement device based on a collocated *p-v* probe hand held at 2 cm above a contained $0.5\,\mathrm{m} \times 0.6\,\mathrm{m}$ sample material. The *p-v* [23] probe is able to acquire both pressure and normal particle velocity without the restrictions of the classical methods such as the Kundt tube (small sample size, limited frequency range) and the reverberant chamber method (large sample size, background noise). A photograph is presented in Fig. 3.

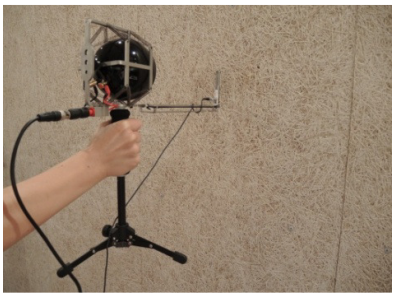


Figure 3 – Photograph of the *p-v* probe used in laboratory conditions for the determination of the absorption coefficient *in-situ*

The *p-v* probe is maintained at a constant distance (0.26 m) and decoupled from a piston-on-a-sphere sound source for both free-field impedance calibration prior to the measurements and during measurements of the field impedance over the sample. A mirror source model allowed to deduce the material input impedance, and so the absorption coefficient, from the measured field impedance. Several tests at the same position above the material showed a good reproducibility of the absorption curves, provided that a moving average technique was applied in the frequency domain to remove the effect of the reflections from the rigid floor surrounding the container, although a short probe-sample stand-off distance already limits the amplitude of the reflections at the probe position. Figure 4 compares the normal absorption curves measured by the *p-v* probe over a thin MPP shielding a layer of fiberglass material against predictions from the MDB, weakly anisotropic and fully anisotropic models. As in Fig. 2, the anisotropic models assumed a locally-reacting fibrous material.

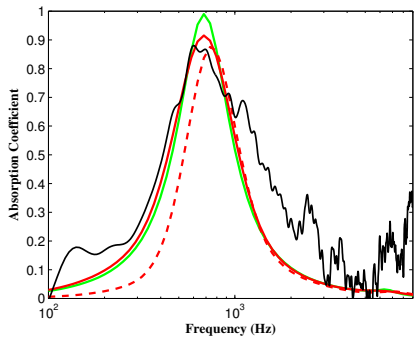


Figure 4 – Normal incidence absorption coefficient for a partition composed of a 1 mm thick aluminium MPP with 0.5 mm holes diameter and 0.87% perforation ratio shielding a layer of fiberglass material with bulk density $28.8\,\mathrm{kg.m^{-3}}$ and thickness $2\,\mathrm{cm}$: comparison between *p-v* probe measurements (black) and predictions from the MDB (solid green), weakly (dashed red) and fully (solid red) anisotropic models.

It can be seen that the frequency of maximum absorption observed at the Helmholtz-type resonance (680 Hz) is well-predicted by the MDB and the fully anisotropic model, but somewhat overestimated by the weakly anisotropic model. Also, the latter model tends to minimize the absorption bandwidth as it does not fully account for all the dissipation processes within the material. The MDB model clearly overestimates the absorption peak value, but provides a predictive half-bandwidth similar to the fully anisotropic model. The latter model clearly shows the best agreement with the experiment as for the absorption curve, even though the MPP is assumed to be rigid. This may explain why it overestimates the absorption peak value. Considering an elastic MPP with a reduced air-frame relative velocity should improve the correlation at and around the Helmholtz resonance. We note that all the models assume infinite

partitions and so, underpredict the measured absorption values by at least 10% above 1 kHz. Plots of the measured surface impedance showed that these absorption peaks are due to MPP structural resonances that appear as circles folded around the simulated impedance curve associated to an infinite MPP. Therefore, these models cannot capture the beneficial influence of these modes.

5 Conclusions

Inspired by the coupling absorption mechanisms of a typical silent flying bird above 1.6 kHz, we suggest that this passive mechanism may be exploited to underlie the design of aircraft fuselage surface able to attenuate the turbulent sound at the source using a combination of micro-slitted and/or micro-perforated flexible membranes shielding layers of porous and fibrous materials in order to achieve such broadband absorption performance. A generalized model has been developed that accounts for full anisotropy of the complex bulk modulii and of the effective density along and across the fibers while including coupling with a uniform external flow. It has been assessed against a set of published impedance tube measurements that evaluate the normal incidence absorption coefficient of fiberglass samples, and also against a set of *in-situ* free-field measurements performed with a *p-v* probe, in particular above a MPP enclosing a layer of rigidly-backed fiberglass material. The validity of the fully anisotropic model has been ascertained on locally-reacting small-diameter fibers, but also when the fibrous material was shielded by a thin MPP. It can thus be used with confidence to determine which key parameters amongst the parallel and normal flow resistivity, the parallel and normal structure factor, the fibers inclination angle influences the most the normal absorption coefficient, and when shielded by a MPP, the air-frame relative velocity in the MPP holes. The fully anisotropic model should also be further developed to account for an elastic MPP or membrane since we are interested in a model in which the fibrous material should be covered by a compliant thin elastic surface.

Acknowledgements

Acknowledgements to TED2021-130103B-I00, funded by MCIN/AEI/10.13039/501100011033 and the EU “Next Generation EU”/PRTR, and project PID2022-139414OB-I00 funded by MCIN/AEI/10.13039/501100011033/ and by "ERDF A way of making Europe". It has also received support from the French government under the France 2030 investment plan, as part of the Initiative d'Excellence d'Aix-Marseille Université - A*MIDEX (AMX-22-RE-AB-157).

References

[1] WHO, Environmental Noise (2021), https://www.euro.who.int/en/health-topics/environment-and-health/noise/ environmental -noise-guidelines-for-the-european-region.

[2] Leylekian, L., Lebrun, M. & Lempereur, P. (2017). An overview of aircraft noise reduction technologies, *Aerospace Lab Journal,* Vol. 7, AL07-01.

[3] Chan, S., Zhang X. & Gabriel,S. (2007). The attenuation of cavity tones using plasma actuators, *AIAA Journal,* Vol. 45, 1525–1538.

[4] Oerlemans, S. & Bruin, A. (2009). Reduction of landing gear noise using an air curtain, *Proceedings of the 15th AIAA/CEAS*, AIAA, Miami, Florida, 11-13 Mai, pp. 2009-3156.

[5] Maa, D. Y. (1998). Potential of microperforated panel absorbers, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 104, 2861–2866.

[6] Maa, D. Y. (1997). Microperforated-panel wideband absorbers, *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 29, 77–84.

[7] Bravo, T., Maury, C. & Pinhede, C. (2012). Sound absorption and transmission through flexible micro-perforated panels backed by an air layer and a thin plate, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 131, 3853–3863.

[8] Bravo, T., Maury, C. & Pinhede, C. (2012). Vibroacoustic properties of thin micro-perforated panel absorbers, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 132, 789–798.

[9] Bravo, T., Maury, C. & Pinhede, C. (2014). Optimising the absorption and transmission properties of aircraft microperforated panels, *Applied Acoustics* Vol. 79, 47–57.

[10] Bravo, T., Maury, C. & Pinhede, C. (2017). Absorption and transmission of boundary layer noise through flexible multi-layer micro-perforated structures, *Journal of Sound and Vibration* Vol. 395, 201–223.

[11] Graham, R.R. (1934). The silent flight of owls, Journal of Royal Aeronautic Society Vol. 38, 837–843.

[12] Geyer, T.F, Claus, V.T., Sarradj, T & and Markus, P.M. (2016). Silent owl flight: the effect of the leading edge comb on the gliding flight noise. *22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Lyon, France, pp. 2016-3017.

[13] Jaworski, J.W. & Peake, N. (2013). Aerodynamic noise from a poroelastic edge with implications for the silent flight of owls, *Journal of Fluid Mechanics,* Vol. 723, 456–479.

[14] Clark, I.A., Daly, C., Devenport, W., Alexander, W.N., Peake, N., Jaworski, J.W. & Glegg, S., (2016). Bio-inspired canopies for the reduction of roughness noise, *Journal of Sound and Vibration, Vol.* 385, 33–54.

[15] Rayleigh, L. (1945). *Theory of Sound*. Dover publications, 2nd edition, New York.

[16] Attenborough K, Walker LA.(1970). Scattering theory for sound absorption in fibrous media. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 49(5), 1331-38.

[17] Nayfeh AH & Sun J. (1975). Sound attenuation in two-dimensional ducts with anisotropic liners. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 41, 421-32.

[18] Tarnow V. (2002). Measured anisotropic air flow resistivity and sound attenuation of glass wool. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 111, 2735-39.

[19] Press WP, Teukolsky SA, Vetterling WT, Flannery BP. (2007). *Numerical Recipes. The Art of Scientific Computing*. Cambridge University Press, New York.

[20] Attenborough K. *Sound dissipation in porous media,* PhD Thesis 1969, Department of Civil Engineering, The University of Leeds, United Kingdom.

[21] Miki Y. (1990). Acoustical properties of porous materials - Modifications of Delany-Bazley models. *Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 11, 19-24.

[22] Delany M, Bazley E. (1970). Acoustic properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics,* Vol. 3, 105-16.

[23] Tijs E. Study and Development of an In Situ Acoustic Absorption Measurement Method. PhD Thesis 2013, University of Twente, The Netherlands.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

SOUND ABSORPTION COEFFICIENT ANALYSIS OF BONDED OAK APPLE PANELS

Rui Ribeiro[1]

Pedro Pinto[1], Isabel Cardoso[1], Tiago Brilhante[1], Artur Ferreira[2], Nuno Gama[2], Gil Castro[2], Vânia Freitas[3]

[1]Amplitude Acoustics - Acústica e Vibração, Lda. – Portugal
{rui.ribeiro@amplitude-ac.eu}
[2]CICECO/ESTGA and University of Aveiro, Aveiro, Portugal
[3]Lightenjin II - Indústria de iluminação Lda, Águeda, Portugal

Resumo

A procura de novos materiais e de matérias-primas sustentáveis para utilização em soluções de condicionamento acústico tem vindo a crescer ao longo das últimas décadas. A consolidação das certificações para edifícios e construções sustentáveis veio acelerar significativamente este processo.
O presente estudo debruça-se sobre as propriedades de absorção sonora do bugalho, uma formação hipertrófica que se pode encontrar em determinadas espécies de carvalho e que constitui um biomaterial de fonte sustentável. Foi preparado um conjunto de amostras, compostas por bugalho e elementos aglomerantes, com diferentes níveis de maquinação. O seu desempenho acústico foi avaliado pela determinação do respetivo coeficiente de absorção sonora para campo de incidência normal (α_n), através de um sistema de intensimetria acústica. Os resultados obtidos foram comparados com materiais de igual espessura e de utilização corrente em soluções de condicionamento acústico, como a espuma de poliuretano. Os desempenhos registados permitiram validar a pertinência do estudo e a competitividade dos painéis de bugalho face a soluções equivalentes em materiais de uso corrente e com maturidade no mercado. Futuramente, serão realizados ensaios em laboratório para a determinação do coeficiente de absorção sonora, para campo difuso, em provetes de maiores dimensões.

Palavras-chave: bugalho, absorção, sustentável, acústica, intensimetria

Abstract

The search for new, sustainable materials for acoustic treatment solutions has been growing over the last few decades, a process largely driven by the arise of sustainable building certifications. This study focuses on the sound absorption properties of oak-apple, a hypertrophic gall found in certain species of oak trees, which can be seen as a sustainable biomaterial source. A set of samples, composed of oak-galls and binding elements, with different processing methods, were prepared and measured using an acoustic intensimetry system, to quantify their normal incidence sound absorption coefficient (α_n). The test results were then compared with the values measured for porous materials of equal thickness, commonly used in acoustic treatment, such as a polyurethane foam. The study showed that oak-apple panels can provide competitive sound absorption levels when compared to equivalent and well stablished porous materials, confirming the relevance the works conducted. This research will be followed by larger scale diffuse field sound absorption coefficient measurements in a reverberant chamber.

Keywords: oak-apple, absorption, sustainable, acoustics, intensimetry.

PACS no. 43.10.Km, 43.55.Ev, 43.58.Fm

1 Introduction

Sound absorbing materials are becoming increasingly relevant in the most diverse fields of human society. Quietness is a growing trend in many cultures and there is also a rising awareness of the negative effects of long-term noise exposure [1].

Materials such as mineral wool, polyurethane (PU) foams or fiberglass stand as the main resources for sound absorption, whether used as an independent feature or as part of multi-layer panel solutions. Despite offering many advantages, such as their lightweight and low cost, there is growing research towards finding alternative products to these market standards, that provide other important properties (higher stiffness and abrasion resistance, increased sustainability or harmless handling, among others) [2-6].

Driven by the rising movement of sustainable construction and building certifications, materials such as polyethylene terephthalate (PET) wools and fabrics are becoming a frequent feature in acoustic treatment solutions, mostly due to their upcycling potential. Such potential, can also be found in nature's own biowaste, which has led to multiple developments on the use of hemp fibers, coconut coil or olive leaves to create sustainable sound absorbing materials [2-6]. By capitalizing on their acoustic attributes, suddenly these biomaterials can contribute to the social, industrial and economic development of less populated and rural regions, therefore enhancing the importance of preserving their natural habitats.

This study focuses on the sound absorption potential of tree galls, particularly oak apples, whose inner structure is thought to comprise similar properties to the most common porous media used for acoustic claddings, insulation and panels.

2 Materials

An oak apple, or oak gall, is a large, round, vaguely apple-like gall often found on many species of oak trees. Oak apples range from 2 to 4 centimeters in diameter and are a byproduct of the natural development of certain wasp species on the surface of the tree trunk. As the larvae develop, the tree produces a gall tissue around them, protecting them as they feed and grow.

There are many different kinds of tree galls and, while some have solid cores others, such as the oak apple, can be spongy and contain small air pockets, contributing to their lighter weight and characteristic appearance. This airyated tissue, which composes the gall's internal structure, resembles other porous and fibrous materials, such as mineral wools or fiber glass, which indicates an unveiled acoustic potential.

Two sample panels were built and measured to assess the sound absorption properties of randomly sourced oak galls. The interior structure of the oak apples was examined by optical and scanning electron microscope (SEM). The plotted SEM images are presented in Figure 1.

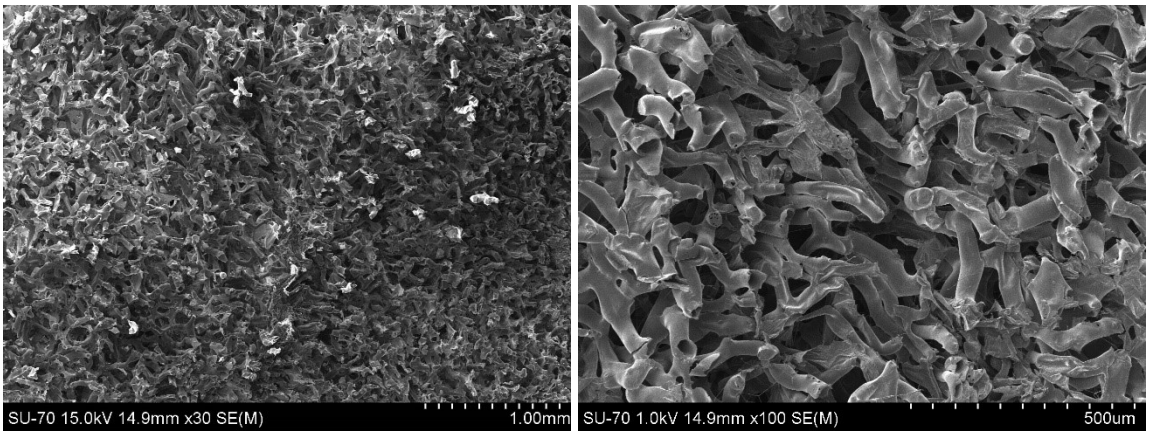


Figure 1 – SEM images of the microstructure of the gall's interior

The sample panels were composed by oak apples glued together by a polysiloxane adhesive and in both samples the galls were cut open and bonded with their inner structure facing the front of the panel. The galls ranged in diameter from 2,5-3,5 cm, and were prepared in slightly different manners to build the different samples:

- Sample A: galls were sliced in halves and were stacked and bonded with the inner surface facing the front o the panel. No additional processing was conducted for this specimen;
- Sample B: the galls were trimmed and sanded into cuboid elements of 3-6 cm^2 and 3cm thick. These cubes, comprised only by the gall's inner structure, were then bonded together to build the sample panel.

The resulting properties of the test specimens are compiled in Table 1.

Table 1 – Characterization of the measured samples

Sample	Panel width	Panel length	Panel thickness	Gall elements section	Bulk density
	[mm]	[mm]	[mm]	[cm^2]	[kg/m^3]
A	200	200	30	6-9	108
B	200	200	30	3-6	113



Figure 2 – Measured sample panels: A (left), B (right)

3 Methodology

To assess the sound absorption properties of the test samples an in-situ impedance measurement method was adopted using an Impedance Gun measurement system. This setup comprises a spherical loudspeaker mounted on a decoupled metallic frame, which also holds a PU probe at a fixed distance from the speaker. The PU probe combines an omnidirectional microphone placed close to a particle velocity sensor.

The measurements were conducted in an empty office room of about 30m^2, with bare plaster walls, wooden floor and acoustic ceiling tiles. The measurement setup included the following equipment: Microflown In-situ Impedance Setup, tripod, measuring tape, Scout Data acquisition system, MFPA-2 signal conditioner, and laptop with Velo Software.



Figure 3 – Measurement setup

In-situ, portable measurement setups such as the above offer several advantages, including non-destructive assessments of final products and materials without requiring sample preparation or a dedicated laboratory space. However, this method is more exposed to various additional factors, such as probe-to-sample distance, sample size, or probe position, which have a significant impact on the measurement results. Furthermore, such a compact setup design imposes compromises regarding the confidence frequency range and the derivation of the material's surface impedance from the measured specific acoustic impedance [7-8]. Acknowledging the virtues and limitations of the in-situ measurement method plays a crucial role in interpreting the test results and in understanding the scope of the present study.

The normal incidence sound absorption coefficient (α_n) was measured for Samples A B and C, under the same environmental conditions and is defined disregarding any sound transmission as the following:

$$\alpha_n = 1 - |R|^2 , \tag{1}$$

where R represents the reflection coefficient. With a fixed speaker-probe distance, d, and known probe-sample distance, h, the complex reflection coefficient is written as

$$R = \frac{\frac{Z_m}{Z_{ff}} - 1}{\frac{Z_m}{Z_{ff}}\left(\frac{d}{d+2h}\right)\left(\frac{jk(d+2h)}{jkd}\right)+1}\left(\frac{d+2h}{d}\right)e^{2jkh} , \tag{2}$$

where Z_m represents the surface impedance, Z_{ff} is the free field reference impedance and $k = 2\pi f/c_0$ with f being the frequency and c_0 the speed of sound in air.

As equation (2) assumes a plane wave incidence, it has been documented that the proposed methodology is more accurate in the high frequency spectrum than for low frequencies, particularly below 500 Hz. [7-8]. Therefore, for the purpose of the current analysis, the sound absorption coefficient values from 500 Hz to 10.000 Hz were considered in third octave bands.

4 Results

The measured sound absorption coefficients are shown in Figure 4, in third octave bands. The values for a sample (200x200x30mm) of 30kg/m^3 commercial polyurethane foam, obtained through the exact same procedure, are juxtaposed as reference.

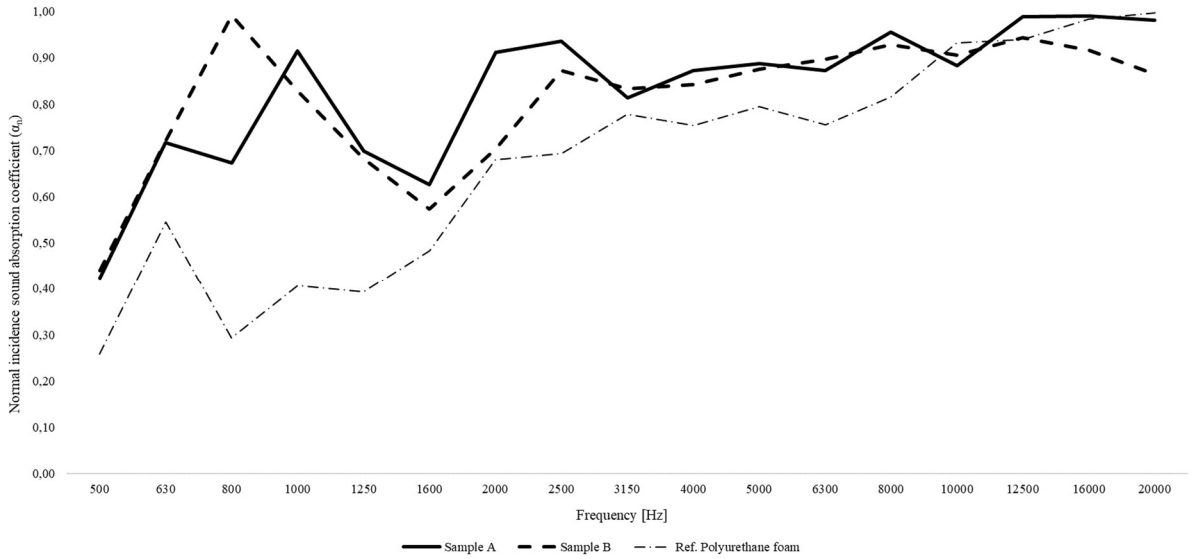


Figure 4 – Third octave band normal incidence absorption coefficients of the measured samples

The results show that the absorption coefficient of the two samples tends to stabilize in the high frequencies whilst presenting more local fluctuations from the 3.150 Hz band down. This behavior may be related to the structural matrix of gall elements that comprise the panels, as the relation between elements and the voids between them is prompt to add resonant-like contributions to the otherwise porous and fibrous absorption characteristics of the single oak apple. Further research on these effects is currently undergoing.

In comparison to a commercial PU foam sample of the same thickness, the oak apple panels showed higher sound absorption within all of the frequency spectrum under analysis. Particularly in the range between 500-1.600 Hz the panels registered absorption coefficient values that exceeded the reference foam's performance in over 100%, for Samples A and B at 1.000 Hz.

Above the 3.150 Hz band, the absorption coefficient of the test samples was consistently higher than the reference polyurethane foam, although the differences registered were always under 20%.

5 Conclusions

The study demonstrates that oak apples possess significant potential as sustainable sound-absorbing materials, indicating a superior performance compared to commercial polyurethane foam within the 500-10.000 Hz range.

This finding indicates that oak apples can be sourced for acoustic purposes and eventually compete in a market where there's a prevailing trend of employing natural and upcycled materials in construction to enhance sustainability and environmental benefits.

Further research and development could optimize the use of this biomaterial for practical acoustic applications, thereby contributing to eco-friendly building solutions and promoting rural economic development. Such further works should integrate larger scale panels to be measured in reverberant chambers, in order to validate the results presented in this study, as well as evaluating other properties such as fire resistance.

References

[1] Aletta, F. & Kang, J. (2019). *Promoting Healthy and Supportive Acoustic Environments: Going beyond the Quietness*. International Journal of Environmental Research and Public Health. 16. 4988. 10.3390/ijerph16244988.

[2] Saturio, M.A.N., Díaz, C., Pedrero, A. & García, L.E. (2008). *Acoustic properties of aluminium foams*. Materiales de Construccion. 58.

[3] Thomazelli, R., Caetano, F. & Bertoli, S. (2017). *Acoustic properties of green walls*: Absorption and insulation. Proceedings of Meetings on Acoustics. 28. 10.1121/2.0000426.

[4] Zulkifli, R., Zulkarnain & Mohd Nor, J. (2010). *Noise Control Using Coconut Coir Fiber Sound Absorber with Porous Layer Backing and Perforated Panel*. American Journal of Applied Sciences. 7. 10.3844/ajassp.2010.260.264.

[5] Belda, I.M., Alcaraz, J.G.S., Snachis, E.J. & Borrell, J.M.G. (2023) *Evaluación acústica de paneles fabricados con hojas de olivo aglomerados con matriz polimérica*, Tecniacústica 2023, Cuenca (ES).

[6] Zhang, D., Zhou, X., Gao, Y. & Lyu, L. (2022). Structural Characteristics and Sound Absorption Properties of Waste Hemp Fiber. Coatings. 12. 1907. 10.3390/coatings12121907.

[7] Hosseraye, B.B., Hornikx, M. & Yang, J.(2022), *In situ acoustic characterization of a locally reacting porous material by means of PU measurement and model fitting*, Applied Acoustics, Vol. 191.

[8] Tejeda, M. A. R. (2023) *Acoustic Characterization of Porous Materials Using a PU Probe*, Master's thesis, *Master Waves – Waves, Acoustics, Vibrations, Engineering and Sound*, Universidade de Coimbra (PT).

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

SOUND-ABSORBING SUSTAINABLE MATERIAL FROM PELAGIC SARGASSUM SEAWEED: EXPERIMENTAL INVESTIGATION, MODELLING AND PANELS DESIGN

F. Pompoli[1], I. Dicarlantonio[2], J. Hernandez[2], M. Marescotti[1]

[1] Engineering Department, University of Ferrara, 44122 Italy
{francesco.pompoli@unife.it, cristina.marescotti@unife.it}
[2] Industrial Product Design Bachelor's Degree, University of Ferrara, 44122 Italy
{i.dicarlantonio@stud.iuav.it, j.hernandezpayano@stud.iuav.it}

Abstract
The sea represents 70% of the earth's surface and the possible use of sound-absorbing materials with this origin is little investigated. The purpose of this article is to investigate the possible acoustic applications of a floating seaweed (Pelagic Sargassum) very common in the Caribbean area. The presence of these floating algae and their stranding on the coasts is constantly increasing due to climate change, and constitutes an economic and environmental problem. To mitigate these problem projects have been proposed for the collection of this algae, and research is underway for the use of these materials as natural resources within production cycles in various industrial sectors. This article investigates the potential use of dried Pelagic Sargassum for the production of sound-absorbing panels that combine good acoustic properties and attractive design, and presents an experimental investigation aimed at modelling the acoustic propagation inside the material with variable apparent density.

Keywords: sustainable materials, sound absorption, design, acoustic modelling.

PACS no. 43.55.Ev, 43.58.Bh

1 Introduction

The global reduction objective of CO_2 emissions increase the research on sustainable sound-absorbing materials, obtained from the recycling of end-of-life materials, from processing waste or from invasive plants that represent an environmental problem.
In the literature there are many review articles that collect numerous research on the sound-absorbing properties of sustainable materials, and in particular [1] and [2] focus on materials of natural origin (vegetable and animal). Some of these materials derive from agricultural processing waste (tea leaf residues [3], pineapple leaves [4], straw fibers and olive tree pruning residues [5], coconut fibers [6]) while others from invasive plants without other applications (Broom [7], Yucca gloriosa [8]).
However, there are few studies on the use of waste materials of marine origin, despite the fact that the seas cover 70% of the earth's surface. In [9] the acoustic properties of Posidonia fibers are studied, a marine plant endemic to the Mediterranean which produces, following sea storms, large quantities of leaf residues landing on the coasts, constituting a problem for the tourist exploitation of the beaches. In [10] some sound absorption results obtained on different types of dried algae collected on the Ukrainian coasts of the Sea of Azov are presented.

The idea behind this research derives from the environmental problem constituted by the enormous increase in floating masses of Sargassum, a brown macroalga widespread in the Caribbean area of the Atlantic Ocean and recently expanding on the equatorial African coasts. These algae, which include the pelagic species Fluitans III, Natans I and Natans VIII, accumulate in the sea and along the coasts causing problems for fishing and tourism activities (figure 1) [11].
In recent years, due to climate change, there has been a progressive increase in the presence of Sargassum in the seas and stranding phenomena on the coasts, and an extension of the diffusion areas of these algae in the Atlantic up to the African West coast (figure 2).

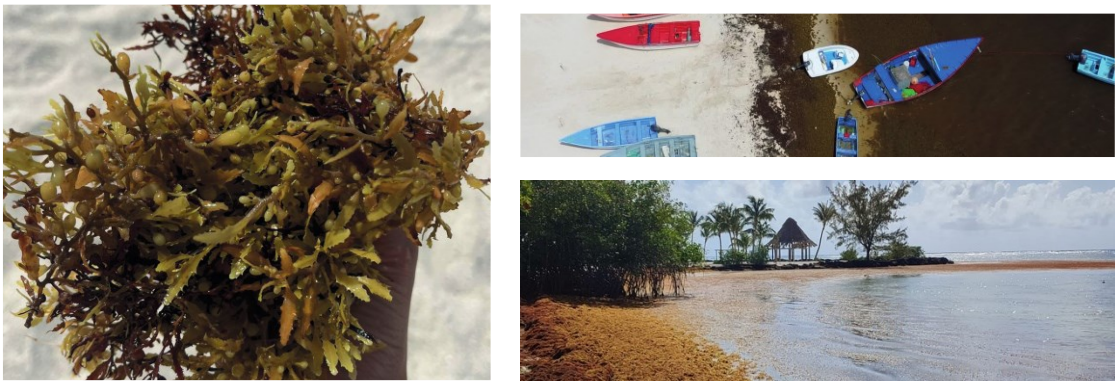


Figure 1 – Sargassum beached, photos courtesy of SOS Carbon.

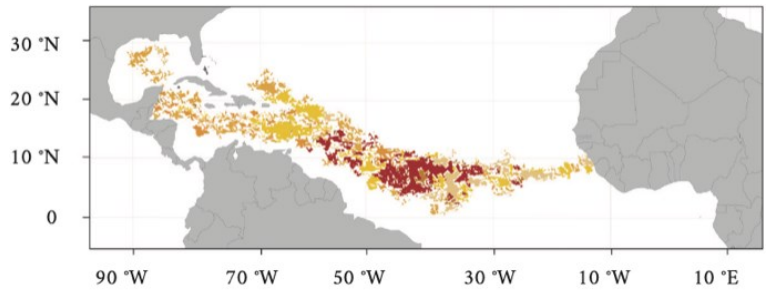


Figure 2 – The Great Atlantic Sargassum Belt, July 2022.

The invasive presence of Sargassum represents a situation to which local communities must adapt. The invasion of beaches with algae biomass creates an emergency situation in terms of environmental and economic impact. Removing decaying biomass is expensive and has become a burden for both the tourism industry and local governments. Typically, collected Sargassum is sent to landfill or left to degrade in piles near beaches; the effects generated by decaying Sargassum such as the release of carbon dioxide and hydrogen sulfide are likely everlasting in some areas, where entire coastal ecosystems have been altered [12], [13].
The great availability of Sargassum has stimulated strong interest in its use as a raw material to make a wide range of products, thus transforming waste into a resource. Entrepreneurs and research groups work on the development of innovative businesses and projects [12], [14], [15].
There are various techniques and methodologies taken into consideration, from anaerobic digestion to cosmetic extracts, from the production of plastic to construction materials. On the other hand, variability in terms of quantity, quality and location creates high uncertainty for the development of reliable industrial processes.

In this context, this article proposes the design of sound-absorbing panels obtained from sundried Sargassum, supplied by SOS Carbon, a spinoff organization of the Department of Mechanical Engineering of the Massachusetts Institute of Technology (MIT) operating in Santo Domingo [16].
The research was developed in two subsequent phases: a first acoustic characterization of the dried material, aimed at developing an analytical model that allows optimizing the acoustic properties of the proposed panels, and a subsequent phase which concerned the development of a design proposal for a possible final Sargassum-based product. In this second phase, important aspects concerned the valorisation of the sustainability and natural origin of the material, and the identification of a natural binder that allows the creation of a dimensionally stable and robust panel.
It is important to underline that this study was developed as part of an Industrial Design thesis without the involvement of companies interested in the industrial production of panels: it is therefore limited to the aspects of acoustic optimization and product design, and did not delve into other fundamental aspects for their marketing such as resistance to fire, humidity, aging or emission of odors.

2 Materials and methods

2.1 Description of the Sargassum samples

The material used for this research consists of sundried Sargassum, supplied by the spin-off organization SOS Carbon, which collects it directly on the water surface with equipped naval vessels. It is an organization founded by researchers from the Department of Mechanical Engineering of the Massachusetts Institute of Technology (MIT) which has developed an economical and low environmental impact collection technique that uses a machine called the Littoral Collection Module (LCM). This system can be mounted on any artisanal vessel in the Caribbean and allows you to collect seaweed off-shore without the presence of sand (figure 3). The seaweed was finally dried in the sun for 48 hours.
The experimental acoustic tests were initially conducted on the binder-free material (figure 4), inserting a quantity of dried algae known by weight and progressively compressing it to measure its properties for different bulk densities (range between 94 kg/m^3 and 240 kg/ m^3).
Subsequently, tests were carried out in order to create a compact and resistant design panel. The proposed process for the creation of these modular panels will be described in paragraph 2.3.



Figure 3 – Harvesting process of Sargassum in the sea, photos courtesy of SOS Carbon



Figure 4 – Binder-free dried Sargassum tested

2.2 Physical and acoustic characterization of Sargassum samples

The objective of the first phase of the research was to develop an analytical model that allows the acoustic properties of dried Sargassum to be calculated for different the bulk densities. The experimental sound absorption measurements were conducted on Sargassum aggregates, without binder.
The procedure adopted involves the insertion of a known weight of fibers inside a cylindrical sample holder, the thickness of which is progressively reduced in order to obtain experimental measurements with variable apparent density. The measurements of the sound absorption coefficient at normal incidence were conducted according to the ISO 10534-2 standard [17] in an apparent density range ρ_a between 94 kg/m^3 and 240 kg/m^3 and a frequency range between 100 Hz and 4300 Hz (diameter of the cylindrical sample equal to 45 mm). To progressively compress the sample during the tests, on the side exposed to the acoustic field, a fixed metal mesh was applied without acoustic effects on the measurement (Figure 5), while on the rear side the position of the rigid bottom was progressively moved, reducing the thickness of the sample .
An experimental porosity measurement was also carried out on the material using equipment based on the method of air compression of a known volume [18]. Through this measurement it is possible to obtain the average density of the structure of the material ρ_m (equal to 1191 kg/m^3) and from this calculate the porosity ϕ of the samples as a function of the degree of compression using the formula:

$$\phi = 1 - \frac{\varrho_a}{1191} \tag{1}$$

The Johnson-Champoux-Allard analytical model [19], [20] for equivalent dissipative fluid was adopted for acoustic propagation in the material.
It expresses the complex effective density $\rho(\omega)$ and the complex compressibility modulus $K(\omega)$ as a function of five parameters: porosity ϕ, flow resistivity σ, tortuosity α_∞, viscous characteristic length Λ and thermal characteristic length Λ':

$$\rho(\omega) = \frac{\alpha_\infty \rho_0}{\phi} + \frac{\sigma}{i\omega}\sqrt{1 + \frac{4i\alpha_\infty{}^2 \eta \rho_0 \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \phi^2}} \tag{2}$$

$$K(\omega) = \frac{\frac{\gamma \cdot P_0}{\phi}}{\gamma - (\gamma-1)\left[1 + \frac{8\eta}{i\rho_0 \omega N_{Pr} \Lambda'^2}\sqrt{1 + \frac{i\rho_0 \omega N_{Pr} \Lambda'^2}{16\eta}}\right]^{-1}} \tag{3}$$

where ρ_0 is the density, η the viscosity, P_0 the static pressure and γ the specific heats ratio of the air. From the effective density and the compressibility modulus it is possible to calculate the characteristic impedance Z_C and the propagation constant of the medium k_C:

$$Z_C = \sqrt{\rho K} \tag{4}$$

$$k_C = \omega\sqrt{\frac{\rho}{K}} \tag{5}$$

and from these, for a thickness h of the material, the surface impedance Z_S and the normal incidence sound absorption α_n:

$$Z_S = -iZ_C\cot(k_C h) \tag{6}$$

$$\alpha_n = \frac{4Re\left(\frac{Z_S}{\rho_0 c_0}\right)}{\left|\frac{Z_S}{\rho_0 c_0}\right|^2 + 2Re\left(\frac{Z_S}{\rho_0 c_0}\right) + 1} \tag{7}$$

The physical parameters used in the JCA model were calculated by inversion from the experimental acoustic measurements, through the numerical method described in [21]: it involves the numerical minimization of the mean square deviation between an experimental curve (acoustic absorption or surface impedance) and the analytical curve calculated with the equivalent dissipative fluid model. The only parameter fixed for each bulk density is the porosity, measured experimentally and calculated according to relation (1), while the other four parameters were calculated in the minimization process.



Figure 5 – Apparatus for measuring the sound absorption coefficient at normal incidence and sample mounting method

2.3 Design of Sargassum-based modular panels

The study of the panels follows the logic of "systemic design": from the causes that generate the landing on the beaches up to the collection, drying and valorization. Therefore, a re-evaluation of marine waste and its conversion into sound-absorbing panels, in order to make the most of the properties of the starting material.

The geometry of the design panels draws inspiration from organic forms present in nature, in particular from the circular bladders called pneumatocysts which represent a real peculiarity of Sargassum: air bubbles that allow flotation. The proposed panel (figure 6) has a modular geometry that allows the creation of wall surfaces of variable dimensions that represent a furnishing element.

After an initial study linked to the acoustic properties of Sargassum fibers without binder, the research moved to the process of creating the prototype/artisan panel by building a mold in two half-shells and defining a treatment process for the Sargassum with a binder dissolved in water.

To achieve an optimal result, the hypothesis of using natural binders, in particular pine resin, was taken into consideration. This ensures that the main objectives of the project are maintained: an environmentally sustainable and biodegradable product.

To verify the panel manufacturing process and the effect on the acoustic performance of the resin added as a binder, cylindrical samples with a diameter of 100 mm and a nominal thickness of 60 mm were made. The dried seaweed was mixed with pine resin melted in water, then compressed in a cylindrical mold for approximately 48 hours and left to dry with forced ventilation for another 48 hours.
To verify the effect of the resin, three different samples were made starting from 66 g of dried algae: one without resin, to verify whether the presence of the resin was necessary for the creation of the panel and to have a reference acoustic measurement, one with 50 g of resin (ratio 1:0.75, 43% of resin) and one with 75 g of resin (ratio 1:1.14, 53% of resin). Three samples were thus obtained with effective density increasing between 155 and 300 kg/m^3.

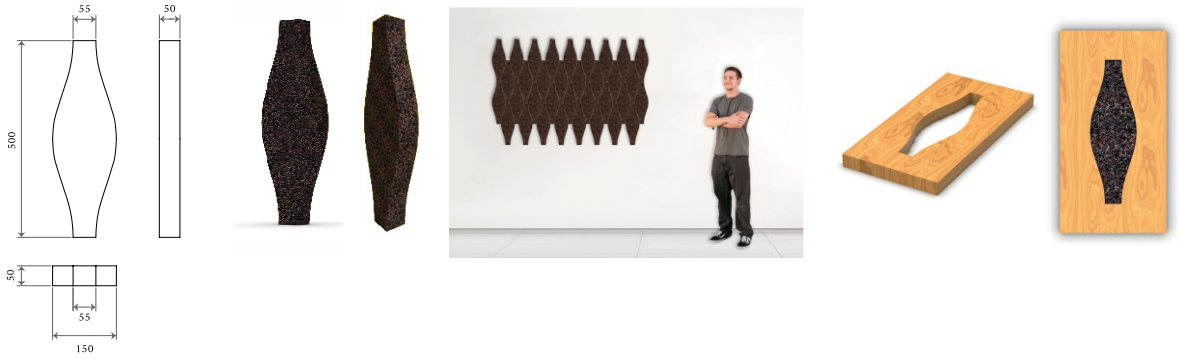


Figure 6 –Modular panel prototype

3 Experimental results

In this paragraph, the experimental results and the acoustic modeling obtained on the samples of binder-free material and on the panels will be presented.

3.1 Binder-free Sargassum experimental results

3.1.1 Sound absorption measurements

Figure 7 shows the sound absorption curves at normal incidence of the tested samples, with variations in apparent density and thickness. This is a progressive compression test, therefore the lower apparent densities refer to samples of greater thickness, and vice versa.

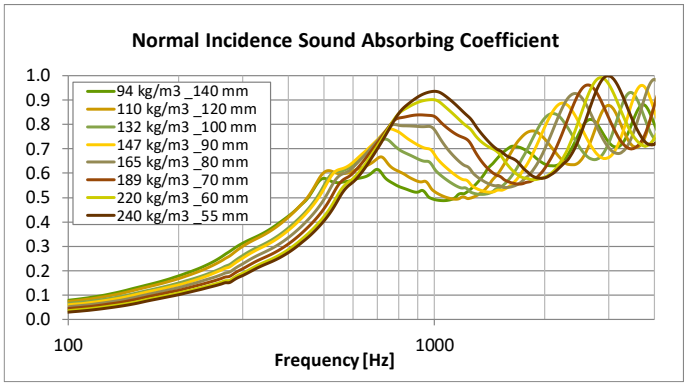


Figure 7 – Sound absorption for different combinations of bulk density and thickness

3.1.2 Inversion of physical parameters and interpolation as a function of bulk density

Table 1 shows the results of the inversions carried out on the absorption measurements as a function of the apparent density. The porosity value was set for each inversion as measured experimentally and calculated using formula (1). The other four physical parameters were obtained with a process of numerical minimization of the difference between the experimental sound absorption curve and that calculated with the analytical model described in paragraph 2.2.
In order to extend the analytical model to any bulk density, it is necessary to interpolate the results of the inversions with analytical formulas as a function of the bulk density or porosity. The structure of the adopted formulas is proposed in [9], while the coefficients were calculated by minimizing the standard deviation with respect to the values in Table 1.

Table 1 – Physical parameters of Sargassum with different densities.

Density [kg/m³]	σ [N s/m⁴]	ϕ [-]	α_∞ [-]	Λ [µm]	Λ' [µm]
94.3	336	0.92	1.29	631	949
110.0	660	0.91	1.38	516	991
132.0	1143	0.89	1.46	412	835
146.7	1216	0.88	1.55	386	607
165.0	1270	0.86	1.62	279	897
188.6	2253	0.84	1.73	255	581
220.1	3384	0.82	1.90	203	518
240.1	3686	0.80	2.00	177	460

The interpolation process led to the following relationships:

$$\sigma = \frac{\eta}{(2a)^2} \frac{\sqrt{1-(1-\phi)}}{0.21\left(\frac{0.71}{1-\phi}-3\sqrt{\frac{0.71}{1-\phi}}+3-\sqrt{\frac{1-\phi}{0.71}}\right)} \tag{8}$$

where a=120 µm represents the effective mean radius of the fibers,

$$\alpha_\infty = \left(\frac{1}{\Phi}\right)^{3,178} \tag{9}$$

$$\Lambda = 2.09\text{E}-05\ (1-\phi)^{-1,35} \tag{10}$$

$$\Lambda' = 1.35\text{E}-04\ (1-\phi)^{-0,79} \tag{11}$$

Figure 8 shows the comparisons between the curves obtained from the analytical formulas and the data obtained from the inversions and presented in Table 1.
As can be seen, for all parameters the interpolations are optimal and therefore the proposed equations are suitable for calculating the physical parameters as function of the bulk density of the material.
The determination of the physical parameters of the material allows us to understand the reason for the reduced acoustic performance of the material, at least at lower densities: it can be seen that the airflow resistivity of the material is very low and begins to be significant (>3 kNs/ m^4) only above 200 kg/m^3. This low resistivity is due to the very large size of the dried algae filaments, which determines a high viscous characteristic lenght, of the order of hundreds of microns compared to tens of microns of traditional fibrous materials.

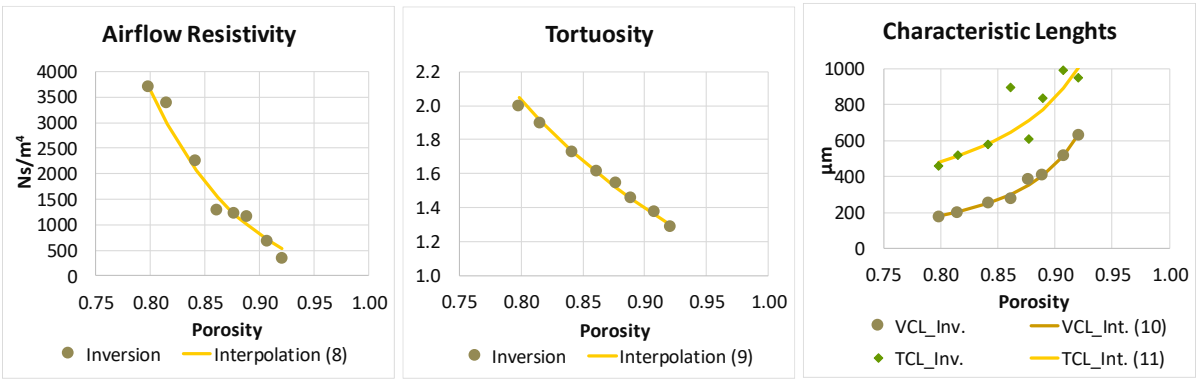


Figure 8 - Comparison between airflow resistivity, tortuosity and viscous (VCL) and thermal (TCL) characteristic lenght obtained by inversion from the experimental measurements and the interpolation equations (8), (9), (10) and (11).

3.1.3 Comparison between analytical model and experimental measurements

Figure 9-a shows a comparison between the experimental measurements and the results obtained from the proposed analytical model, for some of the bulk densities tested.
It can be observed that the model is able to predict the sound absorption of the material at different bulk densities with excellent precision.
For a more immediate comparison, the analytical model can be used to calculate the absorption curves for the same thickness (for example 50 mm) as the apparent density varies (figure 9-b): it is possible to note that to achieve good sound-absorbing performance with this thickness the material requires high bulk density, greater than 200 kg/m^3. In figure 9-b the performance of Sargassum is compared with a traditional material such as mineral wool (density 50 kg/m^3).
It is clear that the acoustic behavior of Sargassum presents a more selective absorption characterized by an absorption peak close to unity but which tends to drop before and after the peak and fluctuate at high frequencies, while for a traditional fibrous material the absorption acoustic covers a wider frequency band and the high frequency oscillation is limited and around unity values.

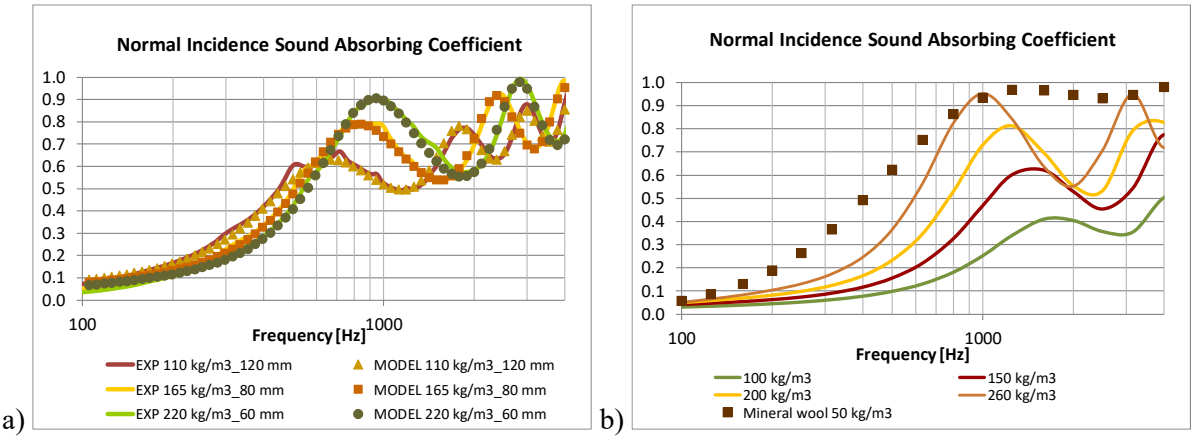


Figure 9- Comparison between experimental and calculated sound absorption coefficient (a) and simulations of sound absorption coefficient with the same thickness and different densities with comparison with a traditional material (mineral wool with density 50 kg/m^3) (b).

3.2 Sargassum panels experimental results

The creation of prototype panels based on Sargassum, described in paragraph 2.3, can impact the acoustic behavior of the panel itself, mainly due to the presence of binder which can alter the geometry of the structure and therefore the physical properties that determine sound absorption; three cylindrical samples with a thickness of 60 mm and a variable quantity of resin were therefore tested, in order to determine the effect of the presence of the binder and to verify the stiffness of the resulting material.
Figure 10 shows the experimental sound absorption curves for the three samples: it is clear that the use of the resin determines a progressive increase in sound absorption, mainly due to an increase in the airflow resistivity of the sample. Table 2 shows the values of the physical parameters obtained by inversion [21] from the acoustic measurements. The same figure 10 also shows the absorption curves obtained from the JCA model with the parameters in table 2, as validation of the inversion process.

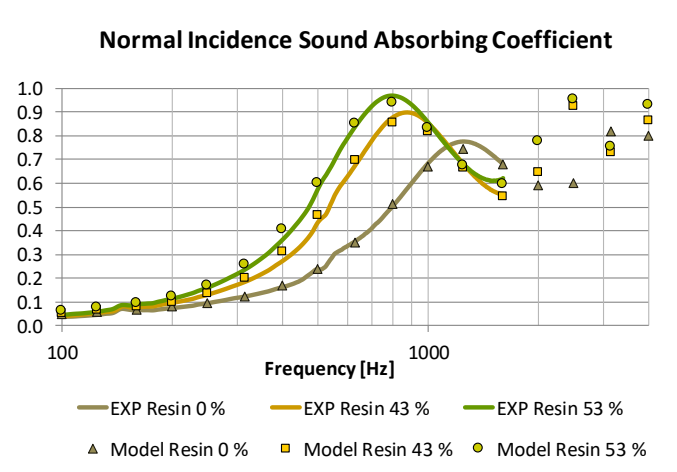


Figure 10 - Variation of normal incidence sound absorption coefficient as a function of the quantity of resin and comparasion with the JCA model.

Table 2 – Physical parameters of Sargassum with different resin quantities

Density [kg/m³]	Resin %	σ [Pa s/m²]	ϕ [-]	α_∞ [-]	Λ [µm]	Λ' [µm]
155	0%	1085	0.89	1.36	236	735
240	43%	3299	0.85	1.93	232	985
300	53%	3991	0.82	1.9	170	868

To evaluate the commercial technical potential of modular panels made with Sargassum, the virtual random incidence absorption coefficient and the related α_w determinable according to the ISO 11654 standard were calculated [22].
To carry out this calculation, the London formula [23] is used, which allows the absorption coefficient at random incidence to be calculated for an infinite plate starting from the surface impedance calculated for normal incidence, and a correction is applied for the finite size of the panel proposed by Rhazi [24] and calculated in this case for a dimension equal to 1.79 x 1.25 m (hypothesizing a wall application of 34 modules as shown in figure 6 and neglecting the fact that the perimeter of the panels is not rectangular but has a more complex geometry).
Figure 11 shows the absorption curves at diffuse incidence for three different thicknesses of the panels (40 mm, 60 mm and 80 mm) and a surface equal to 2.24 m^2, assuming the use of the maximum quantity of resin tested (53%). Note that values of the diffuse field sound absorption coefficient greater than one are determined by the effect of the finite (small) size of the panel.

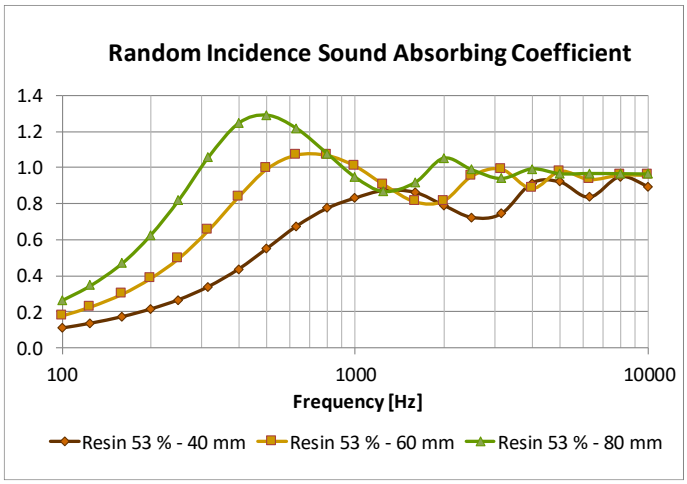


Figure 11 - Variation of diffuse incidence sound absorption with different thicknesses (surface of 2.24 m^2).

Figure 12 shows an example of α_w calculation, for the panel with the greatest quantity of resin, a thickness of 80 mm and a surface area of 12 m^2 (measurement procedure according to ISO 354 [25]). The result in terms of α_w is rather high, equal to 0.90, and corresponds to a class A material. The Sargassum-based panel therefore has excellent sound-absorbing potential, achieved thanks to the presence of the resin which increases the acoustic performance of the base material thanks to higher airflow resistivity.
It should be underlined that the panel manufacturing process was not designed for industrial production, but simply allowed the potential of the application to be explored. In the case of future production of the panel, it will be necessary to study an industrial process and its effect on the final acoustic performance.

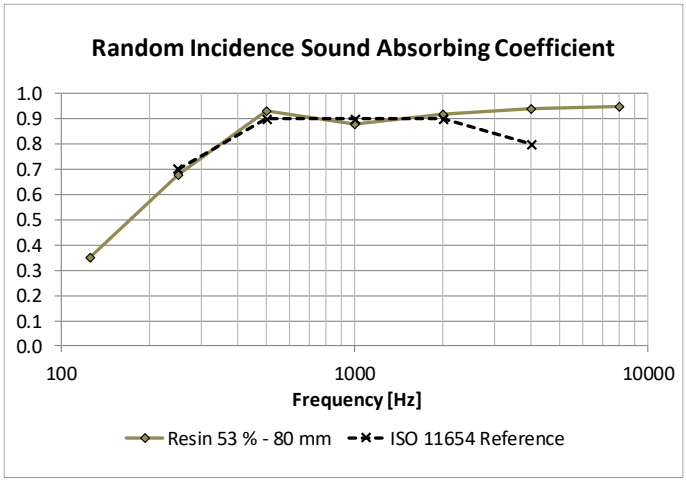


Figure 12 - Determination of the α_w =0.90 for 80 mm thickness panel with 300 kg/m^3 density (surface of 12 m^2).

4 Conclusions

At the basis of this research there is a design idea that starts from the environmental issues, following a circular design, which implies sharing, borrowing, reusing and recycling materials, preferring the use of natural materials. Natural fibers have gained significant importance in today's world for several reasons. First of all, their sustainability aspect cannot be underestimated. With growing attention on

environmental issues, natural fibers provide a sustainable alternative to synthetic fibres, thanks to a lower carbon footprint than their synthetic counterparts, which are typically derived from non-renewable sources such as fossil fuels. The biodegradability of natural fibers is another crucial factor, unlike synthetic fibers which can persist in the environment for hundreds of years.
This study started from a specific environmental problem, located on the Atlantic coasts of the Caribbean and equatorial Africa, and is aimed at proposing a possible reuse of Sargassum algae which currently constitute waste that is difficult to manage in these countries.
This material, once collected and dried in the sun, could constitute the raw material for making sound-absorbing panels to be applied to indoor walls.
In the first part of the research, dedicated to the characterization and acoustic modeling of the binder-free material, the properties and limitations of this material were highlighted, which can essentially be summarized in a need to achieve high apparent densities in order to obtain interesting acoustic results.
Once an analytical model was developed that allows panels of any thickness and density to be sized, in the second phase a design solution was thought of to increase the economic value of the material, creating a modular system with a geometry that recalls the nature of the Sargassum.
To create these panels, the use of a natural binder, based on pine resin, was investigated: this resin, dissolved in water, allows the dried algae to be compacted and its geometry maintained. Some tests were carried out to evaluate the quantity of resin necessary and the relative effect on the acoustic performance, from which it was noted that the resin significantly increases the airflow resistivity of the sample and the sound absorbing properties of the panel.
On the basis of the prototypes, it was seen that a panel with a thickness of 80 mm can reach an α_w =0.90 value and therefore be classified as a "class A" material according to the standard [22].
It can therefore be concluded that this project has confirmed the possibility of creating sound-absorbing panels based on Sargassum algae, and that the final acoustic performances depend on the panel manufacturing process: it will therefore be fundamental, in a possible industrialization of the product, to evaluate the acoustic effect of the panel manufacturing process, including the type of binder used, following the methodology illustrated in this article.
It will also be necessary to delve into fundamental aspects such as the resistance to fire, humidity and aging of these panels since these aspects were not addressed in the degree thesis in Industrial Design which developed the project illustrated in this article.

References

[1] T. Yang, L. Hu, X. Xiong, M. Petru, M.T. Noman, R. Mishra, J. Militký, Sound Absorption Properties of Natural Fibers: A Review, Sustainability 12 (2020).

[2] S. Bousshine, M. Ouakarrouch, A. Bybi, N. Laaroussi, M. Garoum, A. Tilioua, Acoustical and thermal characterization of sustainable materials derived from vegetable, agricultural, and animal fibers, Appl. Acoust. 187 (2022).

[3] X. Tang, X. Liu, X. Yan, Investigation on the Sound Absorption Properties of Waste Green Tea Residues Covered by Woven Fabric, J. Nat. Fibers 19 (2020) 1323–1332.

[4] A. Putra, K.H. Or, M.Z. Selamat, M.J.M. Nor, M.H. Hassan, I. Prasetiyo, Sound absorption of extracted pineapple-leaf fibres, Appl. Acoust. 136 (2018) 9-15.

[5] S. Liuzzi, C. Rubino, F. Martellotta, P. Stefanizzi, C. Casavola, G. Pappalettera, Characterization of biomass-based materials for building applications: The case of straw and olive tree waste, Industrial Crops and Products 147 (2020).

[6] H. Bhingare Nirmala, S. Prakash, An experimental and theoretical investigation of coconut coir material for sound absorption characteristics, MaterialsToday:Proceedings 43 (2021) 1545-1551.

[7] G. Iannace, G. Ciaburro, A. Trematerra, Modelling sound absorption properties of broom fibers using artificial neural networks, Appl. Acoust. 163 (2020).

[8] P. Soltani, E. Taban, M. Faridan, S.E. Samaei, S. Amininasab, Experimental and computational investigation of sound absorption performance of sustainable porous material: Yucca Gloriosa fiber, Appl. Acoust. 157 (2020).

[9] F. Pompoli, Acoustical Characterization and Modeling of Sustainable Posidonia Fibers, Appl.Sci. 13 (2023).

[10] T. Astrauskas, V. Monin, T. Januševičius, Sound absorption of dried brown, red, green algae, Proceedings of Forum Acusticum 2023, Torino 11-15 Settembre 2023.

[11] D. Robledo, E. Vázquez-Delfín, Y. Freile-Pelegrín, R.M. Vásquez-Elizondo, Z.N. Qui-Minet, A. Salazar-Garibay, Challenges and Opportunities in Relation to Sargassum Events Along the Caribbean Sea, Front. Mar. Sci. (2021).

[12] A. Desrochers, S.-A. Cox, H.A. Oxenford, B. van Tussenbroek, Pelagic sargassum - A guide to current and potential uses in the Caribbean, FAO (2022), ISBN: 978-92-5-137320-0.

[13] J.T. Arita, L.A.R. Iporac, N.K. Bally, M.T. Fujii, L. Collado-Vides, Integrative Literature Analysis of Holopelagic Sargassum (Sargasso) in the Western Atlantic (2011–2022): Status, Trends, and Gaps. Phycology 2023, 3, 447-458.

[14] J.L. López Miranda, L.B. Celis, M. Estévez, V. Chávez, B.I. van Tussenbroek, A. Uribe-Martínez, E. Cuevas, I. Rosillo Pantoja, L. Masia, C. Cauich-Kantun, R. Silva, Commercial Potential of Pelagic Sargassum spp. in Mexico, Front. Mar. Sci. (2021).

[15] H. Affan, K. Touati, M.-H. Benzaama, D. Chateigner, Y. El Mendili, Earth-Based Building Incorporating Sargassum muticum Seaweed: Mechanical and Hygrothermal Performances, Buildings 13 (2023).

[16] SOS Carbon, Copyright © 2022 SOS Carbon - All Rights Reserved. https://soscarbon.com/

[17] ISO 10534-2:2023, Acoustics – Determination of acoustic properties in impedance tubes. Part 2: Two-microphone technique for normal sound absorption coefficient and normal surface impedance.

[18] Y. Champoux, M.R. Stinson, G.A. Daigle, Air-based system for the measurement of porosity, J. Acoust. Soc. Am. 89 (1991).

[19] D.L. Johnson, J. Koplik, R. Dashen, Theory of Dynamic Permeability and Tortuosity in Fluid-Saturated Porous Media, J. Fluid. Mech. 176 (1987), 379–402.

[20] Y. Champoux, J.F. Allard, Dynamic Tortuosity and Bulk Modulus in Air-Saturated Porous Media, J. Appl. Phys. 70 (1991), 1975–1979.

[21] P. Bonfiglio, F. Pompoli, Inversion problems for determining physical parameters of porous materials: Overview and comparison between different methods, Acta Acust. United Acust. 99 (2013), 341–351.

[22] ISO 11654:1997, Acoustics – Sound absorbers for use in buildings - Rating of sound absorption

[23] A. London, “The determination of reverberant sound absorption coefficient from acoustic impedance measurements”, Journal of Acoustical Society of America, 22(2), 263-269 (1950).

[24] D. Rhazi, N. Atalla, Transfer matrix modeling of the vibroacoustic response of multi-materials structures under mechanical excitation, J.Sound Vib., 329 (2010), 2532-2546.

[25] ISO 354:2003, Acoustics – Measurement of sound absorption in a reverberation room.

SE 6

Vibrações e ruído re-radiado em edifícios

Vibraciones y ruido rerradiado en edificios

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

BUILDING BASE ISOLATION: THE IMPORTANCE OF CORRECTLY CONSIDERING AND IMPLEMENTING CONSTRUCTION DETAILS. A REAL CASE STUDY

Iñigo Arana Goenaga[1], Joaquín Lasierra Liarte[2], Paulo Pinto[3], Hamid Masoumi[4]

[1] CDM Stravitec, Barcelona, España
{i.arana@cdm-stravitec.com}
[2] Nivel-4, Zaragoza, España
{j.lasierra@nivel-4.com}
[3] CDM Stravitec, Lisboa, Portugal
{p.pinto@cdm-stravitec.com}
[4] CDM Stravitec, Overijse, Belgium
{h.masoumi@cdm-stravitec.com}

Abstract

Buildings close to railways or subway networks can be subjected to important levels of ground borne-noise and vibration, and it is the responsibility of the acoustic consultant to investigate and assess those levels of structure borne noise, and propose mitigation measures if the noise levels inside the building exceed the acoustic comfort limits. However, their assessment often relies on simplified prediction models.
In construction, in general, both designers and developers try to minimize as much as possible the performance gap between design and reality, through strict control of the contractors' work. This is even more important in vibration isolation.
This paper presents a real case study where both the design and execution were done consistently taking into account all details linked to the vibration cut. The developer and contractor were very careful and reviewed with the acoustic consultant the full scope of details, whether it was the decoupling of the stairs, façades, elevator rails or even fire safety measures. The results of the measurement campaign carried out after building completion corresponded to the acoustic consultant's predictions, proving that good design and implementation of details avoid performance deviation in Building Base Isolation applications.

Keywords: Building Base Isolation (BBI), Vibration Isolation, Railway-induced vibration, Structure-borne Noise, Acoustic comfort.

PACS nº. 43.40.+s, 07.10.Fq

1 Introduction

In an urban area, the noise and vibration challenges generated by railway transport involve both air-borne and structure-borne noise. Although the air-borne noise can be controlled by the façade insulation, but the control of the ground-borne noise inside the building is more complex.
Once the levels of ground-borne noise and vibration inside the building exceed the acoustic (comfort) requirements, it is necessary to decouple the building from the surrounding sources at the foundation level or the columns and walls in an upper level by introducing a Building Base (vibration) Isolation (BBI) solution. Today, BBI solutions are widely employed to mitigate ground-borne vibration and noise generated by railway networks.
The real assessment of the isolation performance requires a comparison between the noise/vibration levels inside the building with and without the isolation system. However, when a building is isolated, a non-isolated building does not exist, and the real insertion gain is not measurable. Therefore, in practice, in the isolated building, the transmission loss at each bearing position can be obtained by measuring the vibration level above ($V_{s,iso}$) and below ($V_{f,iso}$) the isolator:

$$TL\ [dB] = 10\log_{10}\left(\frac{V_{s,iso}^2}{V_{f,iso}^2}\right) \quad (1)$$

In theory, assuming the isolated building as a simplified SDOF (mass-spring) system, equation (1) can be reformulated as a function of the resonance frequency, f_{res}, of the SDOF system:

$$TL\ [dB] = -20\log_{10}\left(\sqrt{\frac{(1-\beta^2)^2+(\eta\beta)^2}{1+(\eta\beta)^2}}\right) \quad (1)$$

where $\beta = f_{exc}/f_{res}$ is the excitation frequency ratio and $f_{res} = 1/2\pi\sqrt{K_{iso}/M_s}$ is the resonance frequency of the isolation system. M_s denotes to the superstructure mass, K_{iso} is the dynamic stiffness of the isolation bearing and η refers to the loss factor.
Note that the superstructure mass may not fully participate at the main vibration mode and would be practically equal to the building mass. Additionally, the dynamic stiffness and the loss factor of each bearing are determined by laboratory tests.
To achieve the expected dynamic mass, equivalent to the acoustic design load provided at the design stage, it is recommended to measure the transmission loss after the completion of the building once the final floor coverings, partitions, walls and facade have been already installed, [1].

1.1 Acoustic requirement

According to Annex III of Law 7/2010, on the protection against noise pollution in Aragón, the vibration thresholds in terms of the vibration index L_{aw} in [dB] inside the habitable spaces of buildings for different applications as housing, residential uses, hospitals, and educational or cultural purposes are presented in the Table 1.

Table 1 - Vibrations threshold indie the buildings with different applications.

Building type	Index of vibration L_{aw} [dB]
Residential	75
Health care, Hospital	72
Cultural and Educational	72

The vibration index is expressed in decibels (dB) and will be determined in a frequency range from 1 to 80 Hz by the following equation:

$$L_{aw} = 20\log\left(\frac{a_w}{a_0}\right) \quad (1)$$

Where, a_w is the RMS of the acceleration signal, with frequency weighting w_m, and a_0 is the reference acceleration ($a_0 = 1x10^{-6}$ m/s²).

More details in determination of the vibration index and W_m weighting has been given in ISO 2631-2:2003 standard, [2].

According to the vibration limit criteria outlined in Royal Decree 1367/2007, the vibration level exposure to the human body inside a residential building, specifically on the floor slab, must not exceed 75 dB. However, if requested by the applicant in order to achieve a higher comfort level, specifically in terms of ground-borne noise levels inside the rooms as outlined in Table 2, the vibration threshold should be limited to a lower level, i.e., at 60 dB.

Table 2 – Human perception of different levels of vibration.

	Level of vibration	Human perception	
		Ground-borne vibration	Ground-borne noise
Group 1	60 [dB]< L_{aw} <75 [dB]	Lightly perceptible	Clearly perceptible
Group 2	55 [dB]< L_{aw} <60 [dB]	Not perceptible	Lightly perceptible
Group 3	L_{aw} <55 [dB]	Not perceptible	Weakly perceptible



Figure 1 – The location of the construction site (the future building).

1.2 Description of the project

This paper studies the impact of vibrations generated by railway infrastructure near the building located in Zaragoza, which has 76 apartments, parking spaces, and storage rooms, Figure 1.

In this study, the following steps were carried out:

1) Vibration emission:
   a) Measurement of the ground vibration at the site where the future building is located.
   b) Definition of the vibration thresholds in accordance with the reference standards.
   c) Evaluation of the expected vibration levels inside the future building in accordance with the reference standards.

d) Defining the specifications of the isolation system requited to attenuate the transmission of ground-borne noise and vibrations.

2) Evaluation the isolation performance of the installed isolation system after the end of the building construction.

2 Vibration emission

The induced vibrations due to railway traffic were measured during midday hours, figure 2. The ground vibration was recorded using a 1 V/g three-axial accelerometer.



Figure 2 - Measuring the ground vibration in the site of the future building.

Table 3 – Comparison between ground vibration measured in the site and predicted vibration inside the rooms.

N° superación	Hora	Nivel de vibración dB	Nivel de vibración dB	Valor límite dB	Superación dB
1	11:51:11	79,6	78,5	≤ 75	3,5
2	12:17:32	79,6	78,5	≤ 75	3,5
3	12:24:45	77,2	76,1	≤ 75	1,1
4	12:26:41	79,0	77,9	≤ 75	2,9
5	12:39:52	77,3	76,2	≤ 75	1,2
6	12:47:51	79,4	78,3	≤ 75	3,3
7	12:58:53	77,8	76,7	≤ 75	1,7
8	13:09:18	80,0	78,9	≤ 75	3,9
9	13:31:11	79,5	78,4	≤ 75	3,4
10	13:38:47	80,3	79,2	≤ 75	4,2
11	13:49:59	79,1	78,0	≤ 75	3,0
12	13:53:33	79,9	78,8	≤ 75	3,8
13	14:07:53	77,2	76,1	≤ 75	1,1
14	14:09:30	79,6	78,5	≤ 75	3,5
15	14:16:39	80,9	79,8	≤ 75	4,8
16	14:24:09	77,7	76,6	≤ 75	1,6
17	14:29:03	78,7	77,6	≤ 75	2,6
18	14:32:33	84,9	83,8	≤ 75	8,8
19	14:45:46	80,1	79,0	≤ 75	4,0
20	14:52:11	79,5	78,4	≤ 75	3,4
21	14:55:29	79,3	78,2	≤ 75	3,2
22	15:08:43	75,5	74,4	≤ 75	-0,6

An empirical methodology proposed by FTA and the European project RIVAS has been used to predict the vibration levels inside future buildings [3,4]. This method decouples the vibration transmission from the source (railway) to the building into:

1. Vibration propagation through the soil (C_g) from the railway track to the site point in the absence of the building,

2. Vibration attenuation (C_{gb}) due to soil-structure interaction, known as "coupling loss",
3. Vibration transmission from the foundation to the building floor slabs within the building structure (C_b).

Therefore, the vibration level inside the future building, L_v (room), can be calculated based on the vibration level at the source, L_{v0} (track), and the aforementioned transfer functions:

$$L_a(Room) = L_a(Track) + C_g + C_{gb} + C_b \quad (3)$$

Since the ground vibration has been directly measured at the location of the future building, the terms of $[L_a(Track) + C_g]$ in the equation (3) will be replaced by the measurement results given in Table 3. For the coupling loss C_{gb} and vibration transmission through the building structure C_b, the values given in the FTA and RIVAS guideline have been used.

Table 3 compares the predicted vibration levels inside the building using equation (3) with the ground vibration measured at the site. In the majority of measured instances, the results indicate excessive vibrations of approximately 2-5 dB beyond the limits specified in Table 1.

Once the vibration levels inside the building are predicted, corrective measures such as a Building Base Isolation (BBI) system are necessary to attenuate these excessive vibrations. Considering the comfort thresholds given in Table 2, a global vibration attenuation of at least 15 dB is recommended.

To achieve the required vibration attenuation, as per equation (1), an isolation system with a resonance frequency (f_{res}) at 11 Hz would require.

To confirm the results of the preliminary study which was based on the ground vibration measurement in the site in the absence of the building, the ground-borne vibrations have been measured after the construction of the foundation at the pile heads, Figure 3.



Figure 3 – Ground-borne vibration measurement at the foundation (at the pile heads).

The vibration level inside the building can be recalculated using the new measurement results with equation 2. As the vibration has been measured at the foundation on pile heads, the first three terms $[L_a(Track) + C_g + C_{gb}]$ in equation 2 can be replaced by the foundation vibration. The results of the secondary investigation presented in Table 4 largely confirm those obtained in the initial measurement campaign.

3 Vibration decoupling by Building Base Isolation systems

The building has been isolated using Stravibase VHS at 11 Hz on top of the ground floor columns, under the first-floor slab, Figure 4.

Table 4 – The predicted vibration inside the rooms in a secondary investigation.

Nº superación	Hora	Nivel de vibración dB	Nivel de vibración dB	Valor límite dB	Superación dB
1 (Pilar 48)	17:44:04	85,6	84,5	75	9,5
2 (Pilar 48)	18:12:44	76,7	75,6	75	0,6
3 (Pilar 48)	18:12:52	76,8	75,7	75	0,7
4 (Pilar 48)	18:19:48	76,6	75,5	75	0,5
5 (Pilar 48)	18:59:28	78,0	76,9	75	1,9
6 (Pilar 48)	19:22:32	78,4	77,3	75	2,3
7 (Pilar 48)	19:34:24	76,0	74,9	75	-0,1
8 (Pilar 7)	19:43:32	78,8	77,7	75	2,7
9 (Pilar 7)	19:50:35	77,0	75,9	75	0,9
10 (Pilar 7)	19:57:14	78,0	76,9	75	1,9
11 (Pilar 7)	19:58:47	78,7	77,6	75	2,6
12 (Pilar 7)	20:08:32	75,2	74,1	75	-0,9
13 (Pilar 7)	20:14:26	78,4	77,3	75	2,3
14 (Pilar 7)	20:18:47	78,8	77,7	75	2,7
15 (Pilar 7)	20:29:44	80,6	79,5	75	4,5
16 (Pilar 7)	20:35:26	76,7	75,6	75	0,6
17 (Pilar 7)	20:38:23	75,5	74,4	75	-0,6
18 (Pilar 7)	20:46:53	78,2	77,1	75	2,1
19 (Pilar 7)	21:14:02	75,8	74,7	75	-0,3



Figure 4 – Building decoupling using Stravibase VHS bearings.

4 The acoustic decoupling between the isolated and non-isolated part

To ensure the optimal performance of the Building Base Isolation system, it is crucial to prevent acoustic bridges between the isolated and non-isolated sections, especially in the staircases, elevator shafts, partitions, and fire protection boards. Throughout the various stages of construction, the project's acoustic consultant has monitored the building process to verify the absence of any rigid connections. Figure 5 highlights the critical areas that need inspection.



Figure 5 – Acoustic decoupling in the staircase, top of ground floor brick walls, and fire protection boards.

5 Isolation performance validation

After the construction is completed, the performance of the Building Base Isolation solution has been investigated by means of in-situ measurements. Figure 5 provides an overview of the measurement points, where the ground-borne vibration has been measured once inside a room above the vibration cut, as well as inside a closed space on the ground floor, below the vibration cut.

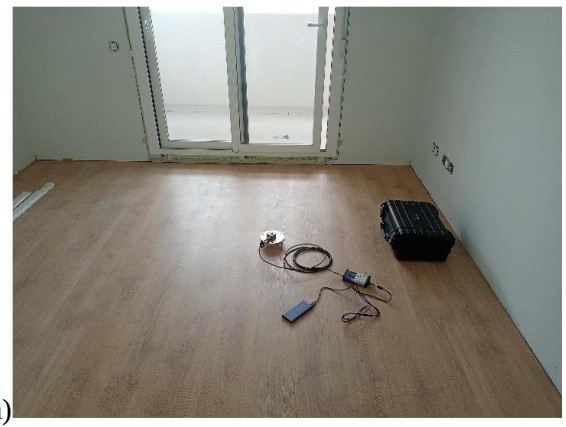
(a)  (b) 

Figure 6 – The vibration measurement inside a closed space (a) above and (b) below the vibration cut.

The vibration level in terms of L_{aw} measured above the isolation bearings are presented in Table 5 ranging from 60 to of about 65 dB which meet the vibration limits.

Table 5 – The level of vibration measured inside the room above the vibration cut.

CONTABILIZACIÓN DE LOS MAYORES NIVELES DE VIBRACIONES REGISTRADOS (SUPERIORES A 60 dBA)					
Nº	Hora	Nivel de vibración dB	Valor límite dB	Superación dB	Contabilización
1	12:53:50	65,2	≤ 75	0	0
2	13:08:21	61,6	≤ 75	0	0
3	13:17:14	61,2	≤ 75	0	0
4	13:25:54	60,4	≤ 75	0	0
5	13:43:10	62,3	≤ 75	0	0
6	13:51:28	61,7	≤ 75	0	0
7	14:07:30	64,5	≤ 75	0	0
8	14:23:45	60,7	≤ 75	0	0
9	14:41:31	65,0	≤ 75	0	0
10	14:58:38	61,5	≤ 75	0	0
11	15:45:00	63,0	≤ 75	0	0
12	16:27:41	60,6	≤ 75	0	0
13	16:33:45	63,9	≤ 75	0	0
14	16:43:04	60,0	≤ 75	0	0
15	17:13:50	65,2	≤ 75	0	0
16	17:29:26	63,0	≤ 75	0	0
17	17:32:15	62,9	≤ 75	0	0
18	17:53:03	61,9	≤ 75	0	0
19	17:59:20	61,0	≤ 75	0	0
20	18:01:56	64,8	≤ 75	0	0

Additionally, the ground-borne vibration level measured in a closed space below the vibration cut (in non-isolated part of the building) shows a ranging from L_{aw} = 75 to 81 dB which does not meet the vibration limits. The overall transmission loss of the proposed isolation system, therefore, can be determined as the difference between the level of vibration below and above the vibration cut as 75-60≈15 dB.

Table 6 – The level of vibration was measured inside a closed space on the ground floor.

CONTABILIZACIÓN DE LOS MAYORES NIVELES DE VIBRACIONES REGISTRADOS (SUPERIORES A 75 dBA)					
Nº	Hora	Nivel de vibración dB	Valor límite dB	Superación dB	Contabilización
1	13:08:39	76,3	≤ 75	1,3	1
2	17:05:41	75,1	≤ 75	0,1	1
3	17:05:54	81,0	≤ 75	6,0	3 (No se permiten superaciones mayores a 5 dB)
4	17:11:32	76,7	≤ 75	1,7	1
5	17:52:29	79,9	≤ 75	4,9	3
6	17:52:29	76,4	≤ 75	1,4	1

6 Conclusions

This paper presented a real case study of vibration emission and the design of a Building Base Isolation system for a residential building. Validation measurements performed after the building's completion confirm the proposed system's isolation performance, corresponding to the required vibration attenuation determined by the project's acoustic consultant. Significant attention from both the contractor and the acoustic consultant to every detail has ensured the effective decoupling of the stairs, façades, elevator rails, and even the fire protection boards.

References

1 Talbot, J.P. Base Isolation of buildings for control of ground-borne vibration, *Handbook of Noise and Vibration Control*, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ ,**124**, 1470-1478, (2007).
2 ISO 2631-2:1989, Mechanical Vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 2: Vibration in buildings.
3 Federal Transit Administration (FTA), *Transit Noise and Vibration Impact Assessment Manual*, (2018).
4 RIVAS Railway Induced Vibration Abatement Solutions http://www.rivas-project.eu/ (2011).

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PREDICTION OF GROUND-VIBRATIONS INDUCED BY RAILWAY TRAFFIC USING A MACHINE LEARNING MODEL

A. Ramos[1], A. Colaço[1], J. Lázaro[1,2], P. Alves Costa[1]

[1]CONSTRUCT – LESE, Faculty of Engineering, University of Porto, Portugal
[2]Amplitude Acoustics, Maia, Portugal
{aramos@fe.up.pt, aires@fe.up.pt, joao.lazaro@amplitude-ac.eu, pacosta@fe.up.pt}

Resumo
Nos últimos anos, tem havido uma procura crescente no avanço de técnicas numéricas sofisticadas para prever com precisão as vibrações no maciço causadas pelo tráfego ferroviário. Apesar da eficácia desses modelos na abordagem de tais fenómenos, a sua utilidade prática ao oferecer uma avaliação abrangente no âmbito de potenciais impactos em novos projetos ferroviários ou em projetos de reabilitação tem sido um desafio. Este artigo apresenta uma metodologia inovadora que utiliza a inteligência artificial para prever vibrações na superfície do maciço resultantes da passagem de comboios. A partir de uma base de dados gerada através da abordagem Método dos Elementos Finitos 2.5D com PML (FEM-PML), foram desenvolvidos diferentes modelos de *machine learning* (redes neurais artificiais e *random forest*) para prever essas vibrações de forma eficiente. Através de testes rigorosos considerando diferentes base de dados, o modelo demonstrou taxas de erro notavelmente baixas, ressaltando a sua eficácia na precisão preditiva em cenários do mundo real.

Palavras-chave: vibrações, 2.5D FEM-PML, modelo de *machine learning*.

Abstract
In recent years, there has been a growing demand for the advancement of sophisticated numerical techniques to accurately predict ground-borne vibrations caused by railway traffic. Despite the effectiveness of these models in addressing such phenomena, their practical utility in offering a comprehensive assessment of the potential impacts on new or updated railway projects has been challenging. This paper introduces a pioneering methodology that harnesses artificial intelligence for predicting ground-borne vibrations at the surface resulting from train passage. Leveraging a database generated through the 2.5D Finite Element Method with *PML* (FEM-PML) approach, different machine learning models (artificial neural networks and random forest) were developed to efficiently forecast these vibrations. Through rigorous testing considering different datasets, the model demonstrated remarkably low error rates, underscoring its efficacy for predictive accuracy in real-world scenarios.

Keywords: vibrations, 2.5D FEM-PML, machine learning model.

PACS no. 43.40.-r

1 Introduction

The effective management of densely populated urban areas, their mobility, and the imperative to address climate pose significant challenges to society. These challenges underscore the wide expansion of railway projects in modern cities. While the benefits - economic, social, and environmental – associated with rail transport are evident, their exploration rise to environmental concerns. This concern is primarily rooted in the generation and propagation of vibrations and noise, impacting the comfort and quality of the residents close to railway infrastructures.

In recent years, there has been a growing demand for the development of advanced numerical techniques spanning from the vibration source (vehicle–track interaction) to the receiver (building). These models typically consider essential aspects associated with the physical problem: i) the train's movement on the track as the source of vibrations; ii) the dispersion of energy in the ground; iii) the vibration field reaches nearby buildings giving rise to vibrations and noise [1-8].

While these models are effective in addressing these phenomena, predicting vibration levels demands high-standard numerical models that come with significant computational costs. This condition is enhanced when it is intended to have a general assessment of the potential impacts of new/updated railway projects. In such cases, there is a pressing need for the development of expedited prediction methods. These methods would enable the identification of cases requiring deeper analysis using advanced numerical models those that can be immediately promptly dismissed, offering advantages in terms of cost and time.

Indeed, in recent years, there have been different works in the scope of the prediction of ground-borne vibration using machine learning models [9, 10]. However, there are very few in the scope of railways [11] and also considering the vibrations at the receiver, the building.

Hence, the objective is to develop a prediction tool, empowered by an efficient and intelligent calculation engine based on surrogate modelling. This tool aims to facilitate an efficient assessment of ground-borne vibrations at the free-field surface and at the building resulting from railway operation.

2 Methodology

The developed methodology includes the train-track-ground response as well as the building response. Regarding the track-ground response, a database is generated considering the railway infrastructure modelling and multiple scenarios. Based on the database (generated using the Monte Carlo method), the vibration response on the ground surface is calculated using the 2.5D FEM-PML approach for each scenario. This database is then used to find the best machine learning model capable of predicting the vibration level at the ground generated by the passage of the train. The idea is to compute the free-field response in the form of 1/3 octave bands. The building's response is then computed using a 3D FEM model, taking into account the dynamic soil-structure interaction. Although this paper focused only on the train-track-ground system, Figure 1 presents a general scheme of the entire methodology.

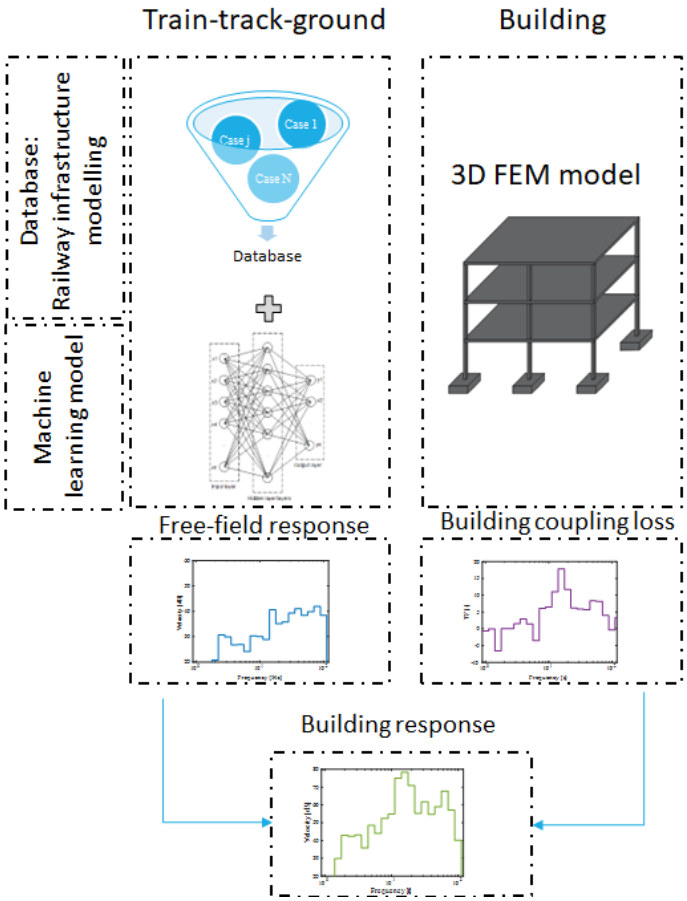


Figure 1 – General overview of the machine learning model and the developed methodology.

3 Surrogate model for the train-track-ground system

3.1 Generalities

The predictive tool for the response of the train-track-ground system is structured in two layers:

- Semi-analytical/numerical modelling of the subsystems of the railway infrastructure:

This initial layer involves detailed modelling and a large database is generated through extensive simulations. These simulations are designed to capture the most typical scenarios encountered in railway infrastructure projects. The simulations draw upon advanced numerical models previously developed by the authors [12-14], namely the 2.5D FEM-PML approach.

- Development of a machine learning model to have a 'quick-to-compute' engine.

For the second layer, instead of performing the physical modelling of the system (which requires a huge computational effort), the so-called machine learning models will be created to easily obtain results through a relatively simple and 'quick to-compute' emulator of results. It functions as an efficient and intelligent calculation engine, providing a balance between computational speed and accuracy.

Thus, advanced numerical models previously developed by the research group and experimentally validated are used in this task for the simulation of the track-ground system. Based on that, it was possible to compute the free-field response for different scenarios. The parametric studies performed attend to different characteristics of rolling stock, railway infrastructure, and geotechnical conditions. The wide nature of the analysis is evident in the consideration of several parametric studies for the development of the extensive database. The modelling parameters considered for each case are explained in detail. Through these efforts, the study aims to provide a reliable and efficient tool for the prediction of the track-ground system response considering different railway structures. In this paper, the focus is the slab track in a tunnel.

3.2 Generation of the database

In order to predict the vibrations induced in a homogeneous ground, a database was generated considering a certain typology of the railway structure: slab track in a tunnel. Thus, different variables were selected. The description of the variables of the database is presented in Table 1.
Regarding the database, certain soil characteristics are essential for accurate modeling. These variables include soil shear wave velocity (C_s), Poisson ratio of the ground (ν) and damping of the ground (ξ). Other variables were also included regarding the vehicle (type and train speed) and the condition of the track (irregularity class of the track) as well as the distance between the symmetric plane of the model and the points/nodes where the vibrations are calculated.
For the scenario of the slab track in a tunnel, the focus of the superstructure is the slab thickness as well as tunnel depth. The geometry of the tunnel was not considered as a variable. Regarding the properties of the support layer of the slab, they are considered constants, and, because of that, they were not included as variables.

Table 1 – Description of the variables and database of slab track in a tunnel

System	Variables	Description
Ground	C_s (m/s)	Discrete variable: Uniform distribution considering the values: 100 m/s, 150 m/s, 200 m/s, 300 m/s, 400 m/s and 800 m/s.
	Poisson ratio (-)	Discrete variable: Conditioned uniform: - when C_s is between 100 m/s and 400 m/s, the ν follows uniform with values 0.3 and 0.49; - when C_s is 800 m/s, ν has a unique value of 0.25.
	Damping of the soil (%)	Continuous variable: Conditioned normal distribution: - when C_s=100 m/s, the ξ follows a normal distribution with a mean value of 6% and a minimum and maximum between 4% and 8%; - when C_s=150 m/s, the ξ follows a normal distribution with a mean value of 4 % and a minimum and maximum between 3% and 6%; - when $C_s \geq 200$ m/s and < 800 m/s, the ξ follows a normal distribution with a mean value of 2.5% and a minimum and maximum between 3% and 4%;

		Uniform distribution with a unique value of 2% when C_s=800 m/s.
Vehicle	Type of train (-)	Discrete variable - Uniform distribution considering the trains ML90 and EuroTram.
	Train speed (km/h)	Discrete variable: Uniform distribution considering the values 60 km/h, 80 km/h, 100 km/h and 120 km/h.
Track	Slab thickness (m)	Discrete variable: The slab thickness follows a uniform distribution with the values 0.25 and 0.35.
	Tunnel depth (m)	Discrete variable: Uniform distribution considering the values 9 m; 12 m; 15 m; 18 m; 24 m 30 m.
	Class of the irregularities (-)	Discrete variable - Uniform distribution considering the values: class 3 and class 6.
Point response	Distance (m)	Discrete variable - Uniform distribution considering certain distances according to the mesh that varies between 0 m and 50 m.

For this analysis, the Monte Carlo Method was used to generate the databases. The Monte Carlo method is a computational algorithm that relies on repeated random sampling to obtain numerical results. Thus, this method involves generating random variables according to a specified probability distribution. These random variables represent possible values of uncertain inputs. The algorithm performs a large number of simulations or iterations. In each iteration, it calculates outcomes using a different set of random variables. After performing numerous simulations, the results are analyzed statistically to estimate the probability distribution of the outcome. This allows for the assessment of mean values, variances, confidence intervals, and other statistical measures.
Regarding the generation of the database, 7004 scenarios were generated.
In each scenario, the response of the track was recorded considering the vertical vibration velocity in 1/3 octave bands using the 2.5D FEM-PML approach.

3.3 Application of the data mining techniques

In this study, different algorithms were employed to predict the vertical vibration velocity in 1/3 octave bands: artificial neural network (ANN), and Random Forest (RF). Thus, the models were trained, validated and tested.
ANN is characterized by the input, hidden and output layers with connected neurons. As in the human brain, the existing nodes process and transmit input signals to the next nodes.
The random forest is part of the tree-based methods that employ ensembling. It consists of a number of decision trees each trained on a random bootstrapped sample of both observations and the features. The concept of bagging is employed by combining the random trees in the forest to decrease the variance of the predictions.

The ANN usually needs more data to achieve the same level of accuracy. And the random forest offers a performance gain when a certain amount of data is reached. This means that ANN usually benefits

from large amounts of data and continuously improves the accuracy. Thus, the main difference is the nature of the algorithm since the ANN is part of the deep learning group of algorithms. Moreover, the number of hidden layers and the activate function were selected to find the best fit.
It is important to mention that the cross-validation method (k=10) was used to divide the database into test, train and validation.

3.4 Evaluation metrics

To evaluate the performance of the models, the Root Mean Square Error (RMSE) was employed, as well as the scatter plots and the R^2.
The RMSE allows to measure the accuracy of the model and the respective predictions, comparing with the observed (numerical) values. This metric measures the errors that are the differences between the predicted values (values predicted by the machine learning models) and the actual values of the variables (numerical values, in this case). The RMSE is obtained through the following expression:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum(y_i - y_p)^2}{n}}, \tag{1}$$

where y_i corresponds to the actual value, y_p is the predicted value and n is the number of observations/rows of the database.
While the RMSE can measure numerically the error and its magnitude, the scatter plot is a visualization tool that allows to quickly understand how close the predicted and the observed values are, using the line $y=x$. The closer the values are to the line, the more accurate the prediction.
On the other hand, the Coefficient of Determination was also adopted and R^2 represents the proportion of variance in the dependent variable that can be explained by the independent variables:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_i^n \left(x_i^{real} - x_i^{pred}\right)}{\sum_i^n \left(x_i^{real} - \overline{\overline{x^{real}}}\right)} \tag{2}$$

Where n is the total number of data points, x_i^{real} and x_i^{pred} are the observed and predicted values, respectively, and $\overline{\overline{x^{real}}}$ is the mean of the observed values.

3.5 Results

To fulfill the objectives initially stated, two different machine learning algorithms, and techniques, are applied to this problem. The expected outputs correspond to the predicted vibration in 1/3 octave bands. To estimate the vibrations, 16 models (mean values of the respective 1/3 octave bands) were generated, and each model corresponds to one frequency from 3.55 Hz and 112.2 Hz. Since the 2.5D FEM-PML approach solves the dynamic equations in the frequency domain and considers that the responses in this domain are independent of f_{i-1} and f_{i+1} (unlike in the time domain and implicit methods), the machine learning models follow the same path. This means that each model corresponds to one frequency and the models are independent.
For the frequency bands equal to 22.39 Hz-28.18 Hz and 56.23 Hz-70.79 Hz, the scatter plots considering the testing dataset are presented in Figure 2. These results are helpful to understand the dispersion of the predicted values when compared with the observed values. Figure 2 shows very good results, with very low values of dispersion. The results demonstrate higher dispersion considering the lower frequencies. Moreover, the Random Forest (RF) shows better results than the artificial network. In order to quantify the results, the RMSE and R^2 were evaluated and presented in Table 2.

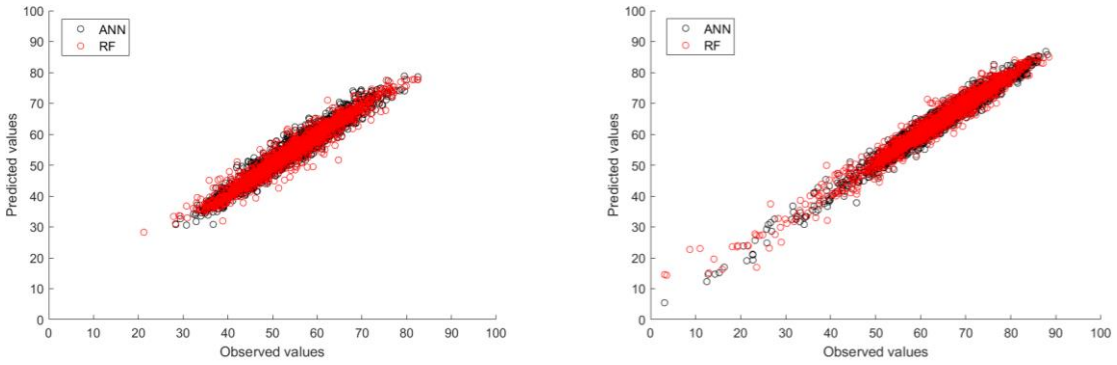


Figure 2 – Scatter plots: a) band 22.39 Hz – 28.18 Hz; b) band 56.23 Hz – 70.79 Hz

Table 2 - Evaluation metrics (RMSE and R^2) for the testing dataset considering different models

Model	Metrics	Slab track in a tunnel	
		ANN	RF
22.39 Hz-28.18 Hz	RMSE	2.065	1.889
	R^2	0.945	0.956
56.23 Hz-70.79 Hz	RMSE	1.908	1.884
	R^2	1.908	0.966

To show the ability of the model and confirm the very good results, a result of the velocity in 1/3 octave bands is shown considering a case of the testing dataset (Figure 3).

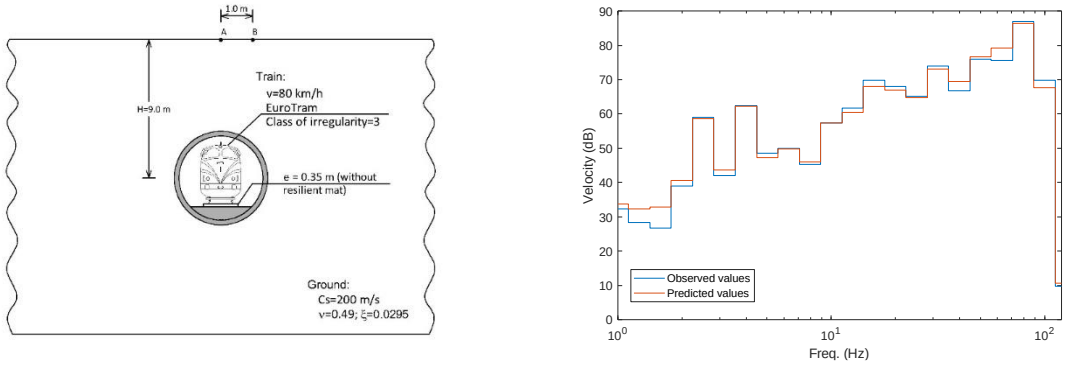


Figure 3 – Comparison between the predicted and observed values.

4 Application example

To validate the results, a different scenario from the database was defined. Considering the validation scenario defined in Table 3, the results obtained by the Random Forest models are compared with numerical results (observed values).

The results regarding the vibrations on the ground are depicted in Figure 4. It is possible to observe a positive correlation. It is necessary to highlight that each frequency band corresponds to one model of

the Random Forest. These results were obtained considering that the vibrations are measured at the ground surface in the tunnel axle center. For this study, it was considered the irregularity class 6 and Eurotram at a speed of 100 km/h.

Table 3 - Validation example properties

C_s (m/s)	ν (–)	ξ (%)	Slab thickness (m)	Train speed (km/h)	Tunnel depth (m)	Irregularity class (-)	Train (-)	Distance (-)
500	0.35	2	0.3	100	9	6	EuroTam	0

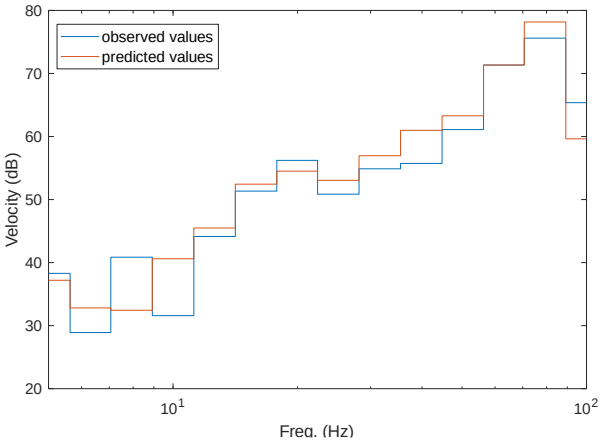


Figure 4 – 1/3 octave bands for the validation example.

Figure 4 shows that for frequencies between 10 Hz and 100 Hz, the predicted values are very close to the observed values and the differences between them are perfectly acceptable.

5 Conclusions

From the results achieved, it is possible to conclude that the presented methodology is able to be used in the prediction of the dynamic response of the track-ground system, allowing a computationally efficient assessment of free-field vibrations due to railway operation. In order to make the prediction tool able to be used by technicians who, although have basic knowledge about the topic, are not experts on railway noise and vibrations, it is intended the development of a user-friendly framework of wider practical application. The integration of the prediction tool with GIS (Geographical Information Systems) can also be useful for the visualization of problematic regions, allowing focus on those problematic areas, either through additional and more complex numerical studies or the design of mitigation measures.

Acknowledgements

This work is financially supported by: Base Funding - UIDB/04708/2020 with DOI 10.54499/UIDB/04708/2020 and Programmatic Funding - UIDP/04708/2020 with DOI 10.54499/UIDP/04708/2020 of the CONSTRUCT - Instituto de I&D em Estruturas e Construcoes - funded by national funds through the FCT/MCTES (PIDDAC); by national funds through the FCT/MCTES (PID- DAC), under the project PTDC/ECI-EGC/3352/2021 – IntRAIL – Intelligent prediction tool for ground-borne noise and vibrations induced by railway traffic; Individual Grant no.

2022.00898. CEECIND (Scientific Employment Stimulus - 5th Edition) pro- vided by FCT (10.54499/2022.00898.CEECIND/CP1733/CT0005).



References

[1] Lombaert, G., G. Degrande, and D. Clouteau, Numerical modelling of free field traffic-induced vibrations. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2000. 19(7): p. 473-488.

[2] Sheng, X., C.J.C. Jones, and D.J. Thompson, A comparison of a theoretical model for quasi-statically and dynamically induced environmental vibration from trains with measurements. Journal of Sound and Vibration, 2003. 267(3): p. 621-635.

[3] Colaço, A., P.A. Costa, and D.P. Connolly, The influence of train properties on railway ground vibrations. Structure and Infrastructure Engineering, 2016. 12(5): p. 517-534.

[4] Galvín, P., et al., A 2.5D coupled FE-BE model for the prediction of railway induced vibrations. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2010. 30(12): p. 1500-1512.

[5] François, S., et al., The influence of dynamic soil–structure interaction on traffic induced vibrations in buildings. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2007. 27(7): p. 655-674.

[6] Lopes, P., et al., Vibrations inside buildings due to subway railway traffic. Experimental validation of a comprehensive prediction model. Science of The Total Environment, 2016. 568: p. 1333-1343.

[7] Colaço, A., et al., Prediction of Vibrations and Reradiated Noise Due to Railway Traffic: A Comprehensive Hybrid Model Based on a Finite Element Method and Method of Fundamental Solutions Approach. Journal of Vibration and Acoustics, 2017. 139(6).

[8] Nagy, A.B., et al., Prediction of interior noise in buildings generated by underground rail traffic. Journal of Sound and Vibration, 2006. 293(3-5): p. 680-690.

[9] Zhou, J., et al., Prediction of ground vibration induced by blasting operations through the use of the Bayesian Network and random forest models. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2020. **139**: p. 106390.

[10] Xie, L., et al., Prediction of Ground Vibration Velocity Induced by Long Hole Blasting Using a Particle Swarm Optimization Algorithm. 2024. **14**(9): p. 3839.

[11] Liang, R., et al., *A novel efficient probabilistic prediction approach for train-induced ground vibrations based on transfer learning.* Journal of Vibration and Control, 2023. **30**: p. 107754632211487.

[12] Alves Costa, P., R. Calçada, and A. Silva Cardoso, Track-ground vibrations induced by railway traffic: In-situ measurements and validation of a 2.5D FEM-BEM model. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2012. 32(1): p. 111-128.

[13] Lopes, P., et al., Numerical modeling of vibrations induced by railway traffic in tunnels: From the source to the nearby buildings. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2014. 61-62: p. 269-285.

[14] Colaço, A., et al., Vibrations induced by railway traffic in buildings: Experimental validation of a sub-structuring methodology based on 2.5D FEM-MFS and 3D FEM. Engineering Structures, 2021. 240.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PREVISÃO DO RUÍDO EMITIDO NO INTERIOR DE EDIFÍCIOS PELA SUA VIBRAÇÃO ESTRUTURAL DEVIDA A FONTES DE VIBRAÇÕES PRÓXIMAS. CASO DE ESTUDO.

Valerio P. [1] , Schiappa T. [2] , Schiappa F. [3]

1 NoiseLab
{noiselab@noiselab.pt}

2 Tiago Schiappa de Azevedo
{schiappa_@hotmail.com}

3 Fernando Schiappa de Azevedo
{fschiappa@yahoo.com}

Resumo

A instalação de novas fontes de vibração próximo de edifícios com ocupação humana, exige hoje a previsão do impacto ambiental, nomeadamente a vibração de pisos e paredes e o ruído emitido nos compartimentos dentro do edifício, e a avaliação da incomodidade consequente. Refere-se o método experimental para a previsão das vibrações, e os métodos analíticos para a previsão do ruído. É feita a comparação destes, num caso de estudo, onde se mediu as vibrações do piso e das paredes de uma sala, e o ruído emitido, durante passagens de um comboio em túnel, sob a rua adjacente ao edifício de habitação.

Palavras-chave: edifícios, vibrações, ruído, previsão.

Abstract

New sources of vibration nearby buildings of human use demand the prediction of the vibration of walls and floors and emitted noise inside the building, and the resulting annoyance to people. The vibration prediction experimental method is described, and the analytic methods for predicting the so called ground borne noise emitted inside. Using measurements of vibration and noise in a flat sitting room, during the passage of trains in a nearby tunnel, measured noise levels are compared with the predicted ones by the analytic methods.

Keywords: buildings, vibrations, noise, prediction.

PACS no. 43.40.Nn, 43.40.Rj

1 Introdução

A existência de uma fonte de vibração próxima de um edifício provoca-lhe a vibração dos seus elementos estruturais. É o caso das vias férreas, em túnel ou à superfície, próximas de edifícios para utilização humana. A vibração de pisos e paredes pode ser sensível ou mesmo incómoda para os moradores e demais utilizadores, mas, mesmo não sensível, pode emitir localmente ruído audível e incómodo.

No projecto de novas linhas de comboios, próximas de edifícios, particularmente de habitação, é imperativo a previsão da futura vibração nesses edifícios, causada pelo tráfego ferroviário, bem como a previsão do ruído emitido nas divisões (por vezes chamado ruído estrutural) por essa vibração.

Essa previsão, quantitativa, é indispensável para o projecto (solução e dimensionamento) do isolamento, geralmente colocado sob a via (isolamento da fonte).

2 A Previsão das Vibraçõies

A previsão das vibrações, causadas por vias férreas em exploração, em edifícios com utilização humana, podendo ser feita com modelos matemáticos, é feita de forma prática, e mais precisa, identificando através de medições, a transmissão das ondas de tensão e extensão, da via para locais seleccionados (pisos e paredes de quartos, e salas, em diversos andares) do edifício. Este método experimental exige, no caso de via em túnel, que este esteja já escavado e estruturado, figura 1.

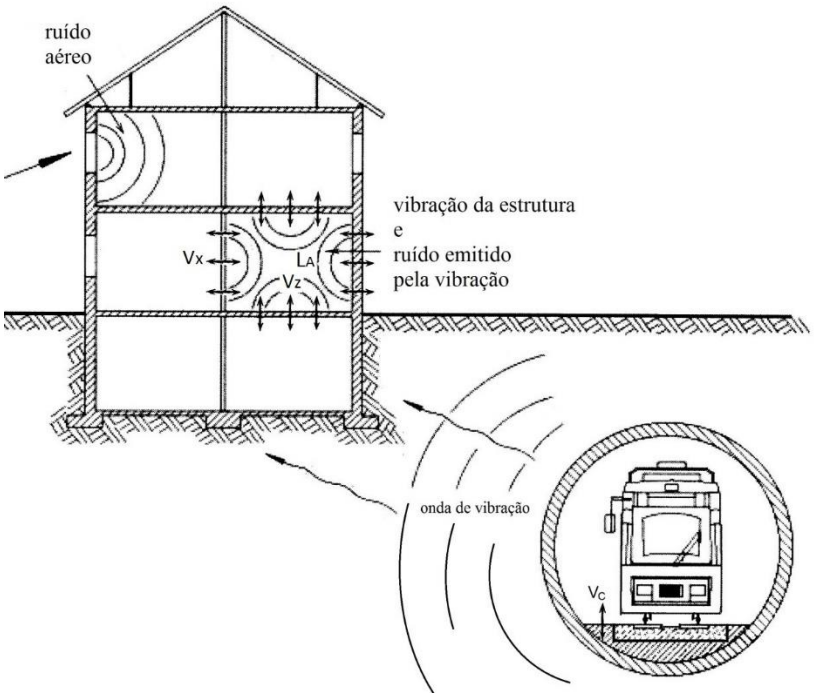


Figura 1: Transmissão da vibração do túnel para o edifício. Vibração e ruído neste.
Vc espectro da velocidade vertical no túnel, ao nível da via; Vz e Vx espectros das velocidades normais no piso e parede do compartimento do edifício. LA ruído emitido.

Considerando a linearidade das equações que relacionam a vibração dos pisos e paredes com a solicitação gerada pelos comboios na via, é possível escrever, em termos de transformadas de Fourier (espectros em frequência):

$$Vz = Tc \rightarrow z \times Vc \quad \text{e} \quad Vx = Tc \rightarrow x \times Vc \qquad (1a \text{ e } 1b)$$

Onde os Ts são as funções de transferência (aqui determinadas experimentalmente) entre os pontos escolhidos para as medições, no túnel e no piso e parede do compartimento (sala ou quarto) escolhido.

3 Previsão do Ruído

A previsão do nível de ruído emitido dentro do edifício pela vibração de pisos e paredes pode ser feita por 3,5 métodos, todos baseados na velocidade de vibração, o que se designa por meio método consistindo num critério para indicar a possibilidade da ocorrência de ruído incomodativo, quando da passagem de uma composição.

3.1 Método da FTA

O ruído emitido pela vibração de pisos e paredes, num edifício (num compartimento médio de uma habitação) em dBA, pode ser estimado aproximadamente pelo valor estimado da velocidade de vibração no piso, e pelo conhecimento da frequência predominante no espectro da velocidade de vibração, subtraindo aos valor estimado da velocidade eficaz, in dBv, Lv, os valores da tabela 1 seguinte. O valor da velocidade em dBv, obtém-se do valor em mm/s:

$$V \text{ em dBv} = 10 \log10(V \text{ em mm/s} / Vref) \text{ com } Vref = 5 \times 10^{-5} \text{ mm/s} .$$

Tabela 1 – Estimativa do ruído emitido pela vibração [3]

Ruído emitido pela vibração, dBA	Frequência Hz	Correcção, dB
LA = Lv – correcção	$f < 30$	50
	$30 < f < 60$	35
	$60 < f$	20

Nota à tabela: Se, numa primeira fase de previsão, o conteúdo da velocidade em frequência fôr desconhecido, a correcção para baixas frequências pode ser usada para a maioria dos solos fracos, ou mesmo médios, ou em túneis de betão inseridos em solos arenosos ou fracos, ou se material para isolamento das vibrações for montado sob a via; a correcção para médias frequências pode ser usada em solos médios compactos, com argilas, ou, como valor de "default" em túneis para os quais não haja mais informação; a correcção para altas frequências deve ser usada em túneis escavados em boa rocha, ou quando os solos são de argila compacta.

3.2 Método do LNEC

A experiência obtida em trabalhos de avaliação de incomodidade em habitações, devida a vibração, geralmente decorrente da passagem de composições ferroviárias próximas, mostrou que o valor eficaz (rms) global da velocidade de vibração (componente vertical no piso ≈ a meio vão, filtrada das frequências inferiores a 31,5 Hz, numa decomposição em 1/3 de 8.ª)

$$v_{rms}(f_i \geq 50 \text{ Hz}) = 0{,}03 \text{ mm / s} , \qquad (2)$$

que corresponderá para os casos correntes de um ruído emitido pela vibração de LA de 27 a 32 dBA (medido durante o tempo de passagem da composição), é um bom critério de avaliação de incomodidade, como limite admissível. Valores superiores a 0,03 alertam para a provável ocorrência de incomodidade.

3.3 Método dos Autores

A expressão teórica que relaciona a sobrepressão p (no ar, ρ c) causada pela vibração (com velocidade v) de uma placa (piso ou parede) paralelamente a si própria:

$$p = \rho\, c\, v \tag{3}$$

que se pode escrever:

$$L_{eq}(A) = 10 \log_{10}(\Sigma j\ 10^{\ 0,1\ (Lj + Cj)}) \tag{4}$$

Onde os L_j são os ruídos correspondentes a cada uma das bandas de frequência de 1/3 de 8.ª normalizadas, $L_j = 20 \log_{10}(v_j) + 146$, (para o ar), com v_j, valores eficazes da velocidade em cada banda, em m/s, e Lj em dB, e os C_j os pesos A para as correspondentes bandas. Para os v_j, em mm/s, a parcela 146 reduz-se a 86 (pela subtracção de 20 × log10(1000)).

Esta expressão, no pressuposto que, na prática, os efeitos das reflexões e absorção se compensam, tem dado valores consistentes com a constatação de incomodidade: ruído muito claramente audível, durante a passagem das composições.

3.4 Método da Norma ISO 14837-31: 2017

A norma BS ISO 14837 Mechanical vibration – Ground borne noise and vibration arising from rail systems – Part 1: 2005, General guidance, e ISO/TS 14837 – Part 31: 2017-12, Guideline on field measurements for the evaluation of human exposure in buildings, no Anexo A (desta parte 31) – Predicting ground borne noise from vibration, contém um modelo de previsão, baseado na vibração (prevista) do piso de um compartimento e dos modos próprios da vibração do ar que se podem estabelecer num compartimento (paralelepipédico), considerando alguma absorção.

Sendo L_z (altura), L_x e L_y as dimensões da sala (comprimento e largura), c e ρ as características do ar (c, a velocidade de propagação das ondas do ”som” no ar, e ρ a sua massa específica), ω a frequência angular, δ o coeficiente de amortecimento, = 6,9 / T , T o tempo de reverberação, e os $\alpha_{y,z}$, $\alpha_{x,z}$, $\alpha_{x,y}$, os coeficientes de absorção das paredes e piso,

o cálculo de $p_{x,y,z}$

$$p_{x,y,z} = v_{x,y} \times [(i\ \omega\ \rho\ c^2) / (\pi^2\ L_z)] \times F(\omega, c, L_x, L_y, L_z, \alpha_{y,z}, \alpha_{x,z}, \alpha_{x,y}) \tag{5}$$

permite estimar a sobrepressão decorrente da velocidade vertical no piso, $v_{x,y}$ prevista.

A forma de F pode ser vista na secção A2 da norma referida.

4 Caso de Estudo

4.1 Introdução

Dada a incomodidade sentida pela moradora num apartamento num 1.º andar em prédio urbano já com estrutura de betão armado, dos anos 40-50, incomodidade causada pela passagem das composições de comboios em túnel sob a rua adjacente, mediram-se na sala do apartamento o ruído e a vibração quando da referida passagem das composições.

4.2 Medições

Na sala do referido apartamento mediu-se o ruído e a vibração no piso e em duas paredes perpendiculares, em pontos aproximadamente a meio vão (as medições foram realizadas no dia 13 de Julho de 2018, às: 7h48, 8h23, até às 23h55min).

Utilizou-se o seguinte equipamento: Dois analisadores com 2 canais, 01dB, Symphonie, um microfone GRAS 40AF (com pré-amplificador GRAS 26AK) a 1,2 m de altura e três acelerómetros monoaxiais sísmicos PCB modelo 393B04. Ver figura 2.

Para além das medições realizadas pelos equipamentos, ver secção 6, os técnicos presentes constataram pessoalmente o seguinte:

i - O apartamento encontrava-se em "estado novo" (remodelado) e as janelas que dão para a rua pareceu assegurarem bom isolamento (não se mediu).

ii – A passagem das composições, no túnel sob a rua, é nitidamente "sentida" pelo aumento claramente audível do ruído ambiente na sala.

iii – A vibração no piso e paredes é praticamente imperceptível ao tacto.

iv – Na escada, exterior ao apartamento, a estrutura metálica com rede que envolve o corrimão da escada e constitui protecção da caixa do elevador, vibra, emitindo ruído, quando da passagem das composições.

v – A porta da rua do apartamento vibrava, devido a folga, quando da passagem das composições, o que pode ser evitado colocando perfis vedantes no aro.

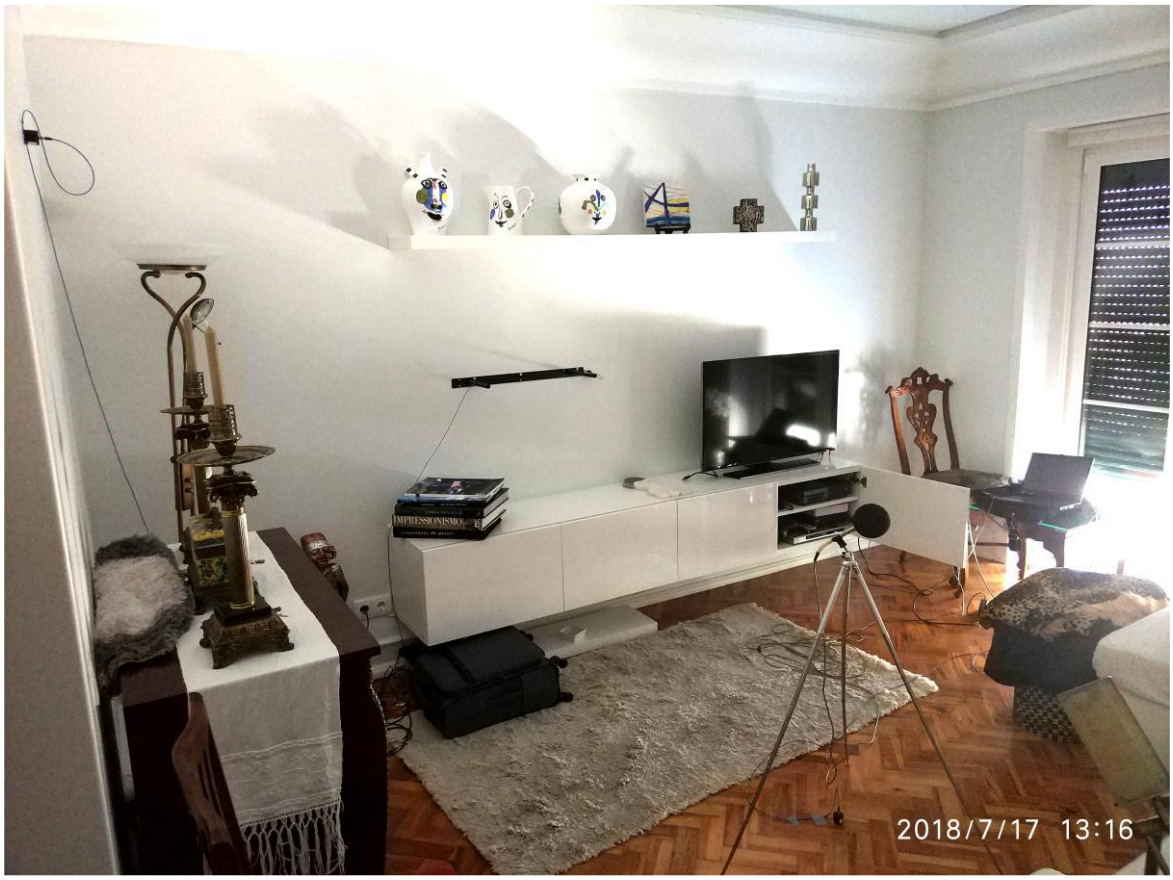


Figura 2 – Sala e equipamento de medição

5 Critérios de Apreciação da Vibração e do Ruído Estrutural

Há diversas normas relativas a vibrações, devendo distinguir-se as que se referem a incomodidade, e as que se referem a danos nos edifícios; como nem todas coincidem referem-se as de aplicação fácil e prática, cujos valores se verifica corresponderem a incomodidade sentida pelos utilizadores dos edifícios; quanto a danos, dada a grande variedade de edifícios com suas estruturas, e a variedade de condição dos mesmos, as normas são geralmente conservativas.

São algo variáveis os critérios de apreciação da incomodidade causada pelas vibrações, e pelo ruído que emitem, nos locais com ocupação humana. Igualmente são diferentes os limites a considerar quando de diferentes usos das edificações: Hospitais, casas de repouso e escolas, habitações, de noite e de dia, locais de trabalho intelectual, oficinas e fábricas.

São geralmente aceites os seguintes limites, valores limiares de incomodidade:

a) Valor global eficaz (ou efectivo) da velocidade de vibração (componente vertical, ou a mais importante) em habitação:

$$v_{rms} < 0{,}11 \text{ mm / s.} \qquad \text{(LNEC)} \tag{6a}$$

ou

$$v_{rms} < 67 \text{ dBv.} \qquad \text{(LNEC)} \tag{6b}$$

(valor de ref.ª para a expressão da velocidade em dBv: $v_o = 0{,}5 \cdot 10^{-7}$ m / s = $0{,}5 \cdot 10^{-4}$ mm / s)

b) Valor máximo do espectro por bandas de 1/3 de 8.ª de valores eficazes da velocidade de vibração, limiar de sensibilidade:

$$V(fi)_{rmsMáx} < 0{,}10 \text{ mm / s.} \quad \text{ou} \quad < 66 \text{ dBv.} \quad \text{(ISO 2631)} \tag{7}$$

para edifícios de habitação, de noite, ou, de dia, em edifícios com usos sensíveis:

$$V(fi)_{rmsMáx} < 0{,}14 \text{ mm / s.} \quad \text{ou} \quad < 69 \text{ dBv.} \quad \text{(ISO 2631)} \tag{8}$$

c) Valor do ruído Leq(A) emitido pela vibração de pisos e paredes, durante a passagem das composições (comboios), de noite:

$$Leq(A) < 27 \text{ dB(A)} \qquad \text{(LNEC).} \tag{9}$$

Este critério deve manter-se quando, em vias à superfície, o ruído aéreo que chega ao interior das habitações medido durante a passagem das composições, é superior ao emitido na habitação pelos pisos e paredes, mesmo existindo barreiras sonoras junto à via, e isolamento regulamentar para as fachadas.

6 Valores Medidos

Os valores medidos das velocidades de vibração do piso e paredes, e do ruído na sala resumem-se na tabela 2 seguinte.

Não foi medido o tempo de reverberação.

A análise dos espectros de vibração mostra conteúdos significativos nas frequências audíveis, $50 < f < 80$ Hz, o que justifica os elevados valores do ruído estrutural emitido pelo piso e paredes. Este elevado conteúdo nas altas frequências mostra também que sob a via não existe isolamento, ou se existiu, está envelhecido, e portanto pouco eficaz.

Tabela 2 – Ruído, em dBA, e vibração, na sala, no dia 13-07-2018,
valores máximos dos espectros rms, V, por bandas de 1/3 de 8.ª, em mm/s,
e valores globais rms, **v**, da velocidade de vibração.
v | - componente vertical; v ⊼ - componente perpendic. à via, v ∥ - componente ∥ à via,
grandezas calculadas em janelas temporais de 8 s

vib+ruído	v rms				mm/s		ruído dBA
hora	V | , 8s	**v** | , 8s	V ∥ , 8s	**v** ∥ , 8s	V ⊼ , 8s	**v** ⊼ , 8s	LA, 8s
6h 20min	0,075	0,10	0,099	**0,16**	0,093	0,11	**47,7**
6h 48min	0,069	0,09	0,12	**0,16**	0,098	0,12	**47,1**
7h 00min	0,082	0,11	0,13	**0,16**	0,13	**0,16**	**49,6**
7h 48min	0,087	0,11	0,12	**0,15**	0,12	0,14	**48,2**
7h 59min	0,069	0,09	0,096	0,13	0,11	0,13	**48,3**
8h 52min	0,086	0,11	0,12	**0,16**	0,12	0,14	**47,9**
12h 57min	0,070	0,09	0,094	0,12	0,11	0,13	**48,8**
14h 07min	0,088	0,11	0,11	**0,15**	0,14	**0,16**	**49,4**
14h 44min	0,092	0,11	0,12	**0,15**	0,11	0,13	**48,6**
17h 36min	0,071	0,10	0,13	**0,15**	0,10	0,12	**47,7**
18h 53min	0,086	0,11	0,12	**0,15**	0,12	**0,14**	**49,4**
19h 14min	0,089	0,12	0,10	0,14	0,15	**0,18**	**50,1**
20h 05min	0,094	0,12	0,11	0,14	0,13	0,16	**49,4**
20h 16min	0,070	0,10	0,092	0,12	0,11	0,13	**48,8**
21h 52min	0,070	0,09	0,13	**0,16**	0,11	0,13	**47,8**
22h 08min	0,089	0,11	0,11	**0,15**	0,10	0,12	**48,8**
22h 24min	0,088	0,11	0,097	0,13	0,12	0,14	**48,6**
22h 56min	0,088	0,11	0,12	**0,15**	0,11	0,13	**48,6**
23h 44min	0,088	0,11	0,12	**0,15**	0,10	0,12	**48,5**
23h 55min	0,083	0,10	0,12	**0,15**	0,11	0,13	**47,4**

Os valores mais significativos das componentes horizontais da vibração (quando comparados com os da componente vertical) devem-se a maior esbeltez das paredes e eventuais ressonâncias destas, e a componente vertical, no piso, ter sido medida fora do meio vão; podem dever-se também ao facto da via-férrea se encontrar, não sob o prédio, mas sob a rua, em média cerca de 16 m afastada da vertical do centro da sala.

7 Conclusões Retiradas das Medições sobre Incomodidade

7.1 – Os valores da vibração, por vezes próximos do limiar de sensibilidade são aceitáveis, não se considerando incómodos.

7.2 – Os valores do ruído estrutural são excessivos justificando a queixa de incomodidade dos moradores.

8 Comparação dos Valores Medidos de Ruído com os Obtíveis pelos Métodos de Previsão Usando os Valores Medidos da Velocidade

Embora os valores medidos das velocidades de vibração do piso e paredes, sejam algo atípicos; esperam-se normalmente em casos como este valores mais significativos da velocidade vertical (é certo que neste caso não foi medida a meio vão da laje) e também na direcção perpendicular ao eixo da via-férrea; neste caso a vibração da parede perpendicular à via (vibração normal à parede, portanto paralela à via) foi também significativa.

Procedeu-se à comparação dos valores medidos do nível de ruído durante as passagens de comboios, com os previsíveis pelos métodos atrás referidos. Com os valores medidos da velocidade, obtiveram-se as seguintes "previsões":

Tabela 3 – Velocidade vertical global eficaz, medida no piso da sala, e Ruído na sala, previsível pelos métodos FTA, LNEC, autor, e ISO 14837-31, e medido (13-07-2018)

vib+ruído	Vz rms	*f*	ruído	previsivel	estimº	LA	ruído LA
hora	mm/s dBv	Hz	FTA, dBA	LNEC	autor, dBA	14837, dBA	medº, dBA
6h 20min	0,10 65,8	50	**30,8**	0,092	**41,4**	**49,4**	**47,7**
6h 48min	0,09 65,2	50	**30,2**	0,086	**40,9**	**49,0**	**47,1**
7h 00min	0,11 66,8	50	**31,8**	0,103	**42,8**	**50,6**	**49,6**
7h 48min	0,11 66,6	50	**31,6**	0,102	**42,0**	**49,7**	**48,2**
7h 59min	0,09 65,3	50	**30,3**	0,088	**42,1**	**49,7**	**48,3**
8h 52min	0,11 66,5	50	**31,5**	0,100	**41,7**	**49,3**	**47,9**
12h 57min	0,09 65,5	50	**30,5**	0,090	**42,1**	**49,9**	**48,8**
14h 07min	0,11 66,9	50	**31,9**	0,106	**42,9**	**50,5**	**49,4**
14h 44min	0,11 67,0	50	**32,0**	0,108	**42,4**	**50,3**	**48,6**
17h 36min	0,10 65,6	50	**30,6**	0,089	**41,4**	**49,4**	**47,7**
18h 53min	0,11 66,8	50	**31,8**	0,104	**42,6**	**50,5**	**49,4**
19h 14min	0,12 67,6	50	**32,6**	0,115	**43,1**	**51,2**	**50,1**
20h 05min	0,12 67,4	50	**32,4**	0,112	**42,7**	**50,6**	**49,4**
20h 16min	0,10 65,6	50	**30,6**	0,091	**42,4**	**50,2**	**48,8**
21h 52min	0,09 65,3	50	**30,3**	0,086	**40,8**	**49,0**	**47,8**
22h 08min	0,11 66,9	50	**31,9**	0,106	**42,2**	**50,4**	**48,8**
22h 24min	0,11 66,7	50	**31,7**	0,103	**42,2**	**50,0**	**48,6**
22h 56min	0,11 66,9	50	**31,9**	0,106	**42,3**	**50,1**	**48,6**
23h 44min	0,11 66,8	50	**31,8**	0,105	**42,3**	**50,2**	**48,5**
23h 55min	0,10 66,3	50	**31,3**	0,098	**41,6**	**49,7**	**47,4**

No caso da previsão pelo método da Norma ISO 14837-31, usaram-se os seguintes valores: Comprimento, largura e altura da sala, respectivamente, Lx = 7,0 m, Ly = 4 m, Lz = 2,7 m, coordenadas dos pontos de medição, ver figura 2, z = 1,8, y = 2,5, x = 2 m. Na realidade, o microfone esteve a 1,2 m acima do piso. Considerou-se um tempo de reverberação (médio) de 0,5 s, compatível com a expressão de estimativa A.7 da norma para coeficientes de absorção sonora α das paredes e piso iguais e iguais a 0,3.

9 Conclusões das Comparações

9.1 – A "previsão" de ruído que mais se aproximou dos valores medidos foi a da norma ISO 14837-31, tendo-se admitido para a sala um tempo de reverberação Tr de 0,5 s.

9.2 – O indicador LNEC, pelos valores muito acima do valor de aferição, 0,03 mm/s, alerta também para a possibilidade de um ruído excessivo. A previsão, aqui chamada dos autores, baseada na relação teórica $p = \rho\, c\, v$, embora algo baixa, dá uma boa indicação de ruído excessivo.

9.3 - A previsão americana (FTA), dá valores muito baixos, que poderiam passar por aceitáveis.

9.4 – Este caso, em que tanto o piso, como as duas paredes ortogonais, vibravam com a mesma ordem de grandeza, apresentava valores do ruído elevados, entre os 47 e 50 dBA, contrariando a experiência de melhor adequação dos critérios da FTA e dos autores em casos mais correntes.

Referências

[1] SCHIAPPA de Azevedo, F., DOMINGUES, O., SECIO, F., VALÉRIO, P., FRADE, M., 2016, Future Tunnel Railway Underneath a City. Train−Buildings Transfer Functions Estimate and at-Home Vibration and Noise Prediction. In ICA 2016, 22.nd International Congress on Acoustics, Buenos Aires, 5 – 9 September 2016.

[2] SCHIAPPA de Azevedo, F., DOMINGUES, O., SECIO, F., VALÉRIO, P., 2014, Future Train Undernaeth a City. Transfer Function Estimate and Ambient Vibration Prediction. In Forum Acusticum, 7 – 12 September 2014, Krakow.

[3] [RAILWAY] TRANSIT NOISE AND VIBRATION ASSESSMENT – United States of America Department of Transportation, Federal Transit Administration, office of Planning and Environment. FTA-VA-90-1003-06, May 2006.

[4] ELIAS, Patrick; VILLOT, Michael, 2011. "Review of existing standards, regulations and guidelines, as well laboratory and filed studies concerning human exposure to vibration". Deliverable D1.4. Project RIVAS. European Commission.

[5] BS ISO 14837 - 1: 2005 – Mechanical vibration – Ground borne noise and vibration arising from rail systems – General guidance.

[6] ISO/TS 14837 - 31: 2017 – Mechanical vibration – Ground borne noise and vibration arising from rail systems – Guideline on field measurements for the evaluation of human exposure in buildings.

[7] SCHIAPPA de Azevedo, Tiago – ISO14837_31Tiago.xlsx – programa de cálculo para a previsão do ruído estrutural. 2021.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PROCEDIMENTO DE ENSAIO PARA A DETERMINAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DE RIGIDEZ E AMORTECIMENTO DE MATERIAIS UTILIZADOS EM VIAS FÉRREAS PARA O ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES GERADAS PELOS COMBÓIOS

Schiappa, F. [1]

[1]Acústica XXI
{ fschiappa@yahoo.com }

Resumo
O isolamento, na fonte, das vibrações geradas pelo movimento dos combóios em vias próximas de edifícios com ocupação humana, é geramente feito colocando elementos planos de materiais resilientes sob a via. O cálculo da eficiência do isolamento, geramente modelado como um sistema linear, requer o conhecimento da rigidez e amortecimento daqueles materiais, e a sua dependência da deformação e da frequência. Propõe-se um procedimento de ensaio para sua determinação.

Palavras-chave: vibrações, isolamento, ensaio, rigidez, amortecimento.

Abstract
Test Procedure for the Evaluation of the Stiffness and the Damping of the Vibration Isolation Materials used in Railways.
Trains rolling in railways near buildings with human occupancy, produce vibrations and structural noise, which may need to be reduced by isolating the buildings from the railways. In order do predict the isolation efficiency, the frequency dependent stiffness and damping of the materials used under the railway have to be calculated. An experimental test procedure is proposed.

Keywords: vibrations, isolation, test, stiffness, damping.

PACS no. 43.40.Tm, 43.40.At

1 Introdução

Este A presença crescente de vias férreas de transporte, à superfície e subterrâneas, em áreas urbanas, cada vez mais densificadas, com edifícios de betão altamente transmissores das vibrações, origina um crescente número de situações de incomodidade humana.

As ondas de vibração geradas pela rotação dos rodados das composições sobre os carris, que se propagam pelas estruturas dos edifícios, fazem vibrar pisos e paredes, cuja vibração poderá ser sentida, mas também emitir ruído.

É assim hoje boa prática, na medição de vibrações, e na previsão de futuras, considerar ambas as variedades: a vibração sensível e a ruidosa.

A redução das vibrações nos edifícios é geralmente tentada próximo da fonte, intercalando isolamento entre os carris e a fundação da via (ou laje de piso do túnel).

2 Isolamento

Há, essencialmente, duas soluções práticas deste isolamento, ver figura 1:

1 – A colocação sob as travessas da via, (hoje geralmente constituídas por dois blocos de betão ligados por um perfil de aço), de palmilhas (duas, uma por bloco) de material elástico e com alguma capacidade de amortecimento (estas palmilhas são posicionadas sob os blocos por meio de "pantufas" da borracha).

2 – A colocação (betonagem) sob as travessas da via de uma laje pesada (com espessura da ordem dos 50 cm), esta laje assente (betonada) sobre um tapete contínuo, ou manta, de material elástico e também amortecedor. Esta segunda solução tem uma variante, mais complexa, em que a laje (em troços) é assente sobre um conjunto de apoios elásticos substituíveis

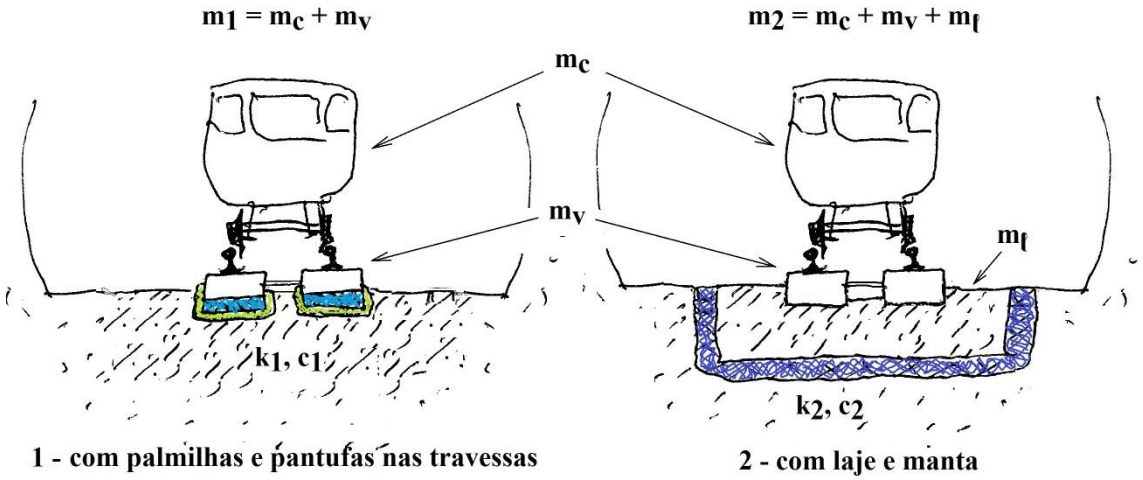


Figura 1: Soluções correntes para o isolamento das vibrações.

As soluções acima descritas são modeláveis analiticamente de uma forma simples por modelos lineares de massa-mola-amortecedor, cujas soluções permitem calcular a sua eficiência no "corte" da vibração que se transmite edifício acima.

Relembra-se o conhecido modelo [1]:

$$m\,z'' + c\,z' + k\,z = f(t) \qquad (1)$$

(escreve-se a equação canónica, z o deslocamento vertical da massa, f a força que nela actua, que na realidade se desconhece)

Na prática, o comportamento do sistema é caracterizado pelos parâmetros:

frequência própria $\omega_o = (k / m)^{1/2}$

constante de amortecimento $\delta = c / (2\,m)$

donde

frequência própria do sistema amortecido: $\omega = (\omega_o^2 - \delta^2)^{1/2}$

amortecimento relativo: $\xi = c / 2\,(k\,m)^{1/2} = \delta / \omega_o$.

Para uma força sinusoidal, f(t), de frequência Ω e amplitude F, a amplificação (e redução) da força transmitida à fundação da via (relativamente à que seria transmitida se não existissem os elementos viscoelásticos, k, c) é:

$$T = \{ (k^2 + \Omega^2 c^2) / ((k - m \Omega^2)^2 + \Omega^2 c^2) \}^{1/2} \quad (2)$$

ou, pondo $R = \Omega / \omega_o$,

$$T = \{ (1 + (2 \xi R)^2) / ((1 - R^2)^2 + (2 \xi R)^2) \}^{1/2} \quad (2a)$$

e está representada graficamente na fig. 2:

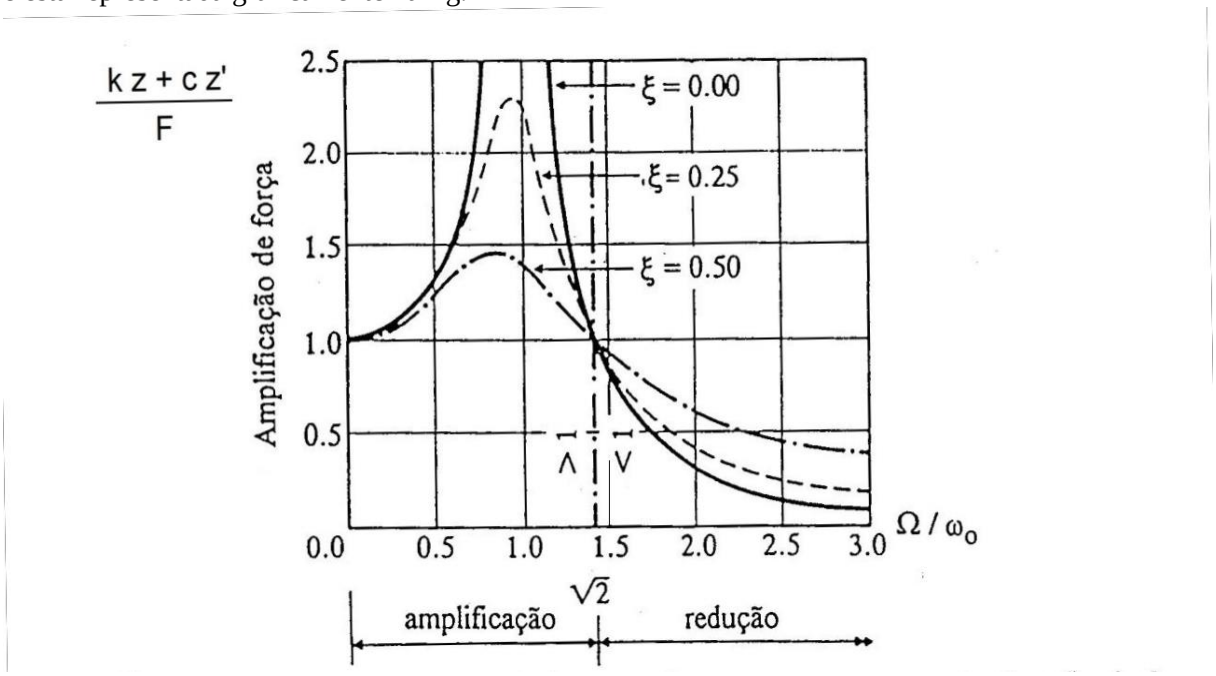


Figura 2 – Amplificação da força dinâmica gerada por uma máquina, em função da frequência da força dividida pela frequência própria da da máquina sobre os apoios isolantes.

[de: S. Rao – Mechanical Vibrations. Addison Wesley. 1995. Fourth ed., pg. 596.]

Para uma onda de vibração (tensão e deformação) com componentes com diversas frequências, aquelas com frequências inferiores a $1{,}414 \times \omega_o$ serão amplificadas, as com frequências superiores serão reduzidas. O amortecimento (c) é benéfico nas baixas frequências, e inconveniente nas altas.

Daí, a necessidade do conhecimento não só da massa das composições, vias, e laje subjacente, no caso do isolamento com manta, mas também da elasticidade e amortecimento dos materiais viscoelásticos usados.

3 Projecto

O estudo do impacto da exploração de uma (futura) via férrea próxima de um edifício com ocupação humana requer o conhecimento da vibração gerada pelo movimento das composições, e das funções de transferência desde a via até aos locais do edifício habitados. Este conhecimento obtém-se, de forma simples, por via experimental.

Se os valores previstos (ou medidos) nos locais habitáveis excederem os limites (limiares) de incomodidade, é necessário introduzir isolamento.

O isolamento tem de ser calculado, introduzindo no modelo m,c,k os respectivos parâmetros.

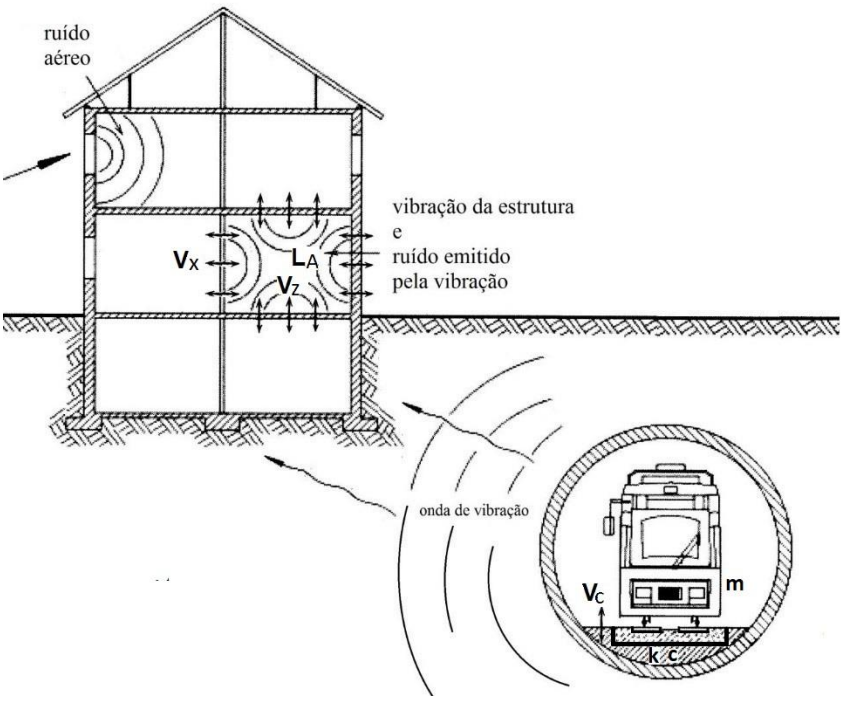


Figura 3 – Propagação das Ondas de Vibração

O valor da massa é facilmente calculado a partir das massa das composições (com ou sem passageiros; sobre o valor da massa a utilizar no modelo, algo se dirá em outra comunicação) incluindo os rodados, das massas dos rails e travessas; a massa da laje subjacente (no caso da utilização de manta) resulta das suas dimensões e da massa específica do betão utilizado.

Os valores da rigidez e amortecimento têm de ser determinados experimentalmente, testando provetes dos materiais viscoelásticos a utilizar.

Determinada a característica (função de transferência) do isolamento, esta é intercalada na cadeia de transmissão das ondas de vibração, desde a fonte (via férrea) até ao edifício nos locais onde se pretende assegurar comodidade, rever figura 2.

4 Modelo Matemático

4.1 Massa

No caso de amortecimento introduzido por palmilhas e pantufas nos blocos das travessas, a massa a considerar é a massa do combóio mais a massa da via. Em todos os cálculos vai considerar-se sempre os parâmetros m, c e k referidos a 1 metro linear da via/composição..

4.1.1 Massa do Combóio

De tabela das características das composições do ML, para duas carruagens motoras e quatro rebocadas, obtem-se em media m_c = 2160 kg_m, valor semelhante para os três tipos, ML95, 97 e 99, com uma carga nominal máxima de 6 pessoas por m^2. De notar que não encontrei quaisquer características da suspensão. Presumiu-se que as três massas, carruagem, bogies e rodados, se movem na vertical como uma só.

4.1.2 Massa da Via

Os carris de tipo 50E6 (antigo U50) têm uma massa de 50 kg_m / m , cada;

as travessas bibloco, os blocos ligados por um "tie-bar" têm cada uma massa de 180 kg_m ; distanciadas na via de 0,75 m, contribuem para a via com 240 kg_m / m .

Assim, $m_v = 2 \times 50 + 240 = 340$ kg_m e solução de isolamentp com palmilhas (e pantufas) sob as travessas, a massa (por metro) do modelo simples m-k-c, de um grau de liberdade, é $m_1 = m_c + m_v = 2160 + 340 = 2500$ kg_m / m.

No caso de isolamento com manta e laje subjacente à via, a massa desta laje tem de ser considerada; dependente principalmente da espessura da laje, poderá ser escolhida de acordo com a eficiência pretendida para o isolamento.

4.2 Elasticidade

4.2.1 Palmilhas Microcelulares com Pantufas

Um valor usado como standard [2] para as palmilhas com 12 mm de espessura (excluindo as pantufas) é: $k_p = 9$ kN / mm por por palmilha, a palmilha com dimensões $0{,}64 \times 0{,}26$ m^2., o que faz $k_{pu} = 9 \times 10^3 \times 10^3$ (N / m) / $(0{,}64 \times 0{,}26) = 54$ k^2N / m^3 ; para 2 palmilhas (1 travessa) e 1/0,75 travessas por metro, vem: $k_1 = 2 \times 9 / 0{,}75 = 24$ kN / mm (/m) = 24 k^2N / m (/m). Ignoro se a elasticidade das pantufas foi tida em conta, não é referida na referência da nota 1.

4.2.2 Estimtiva da Deflecção Estática

A função tensão – extensão, ou força F – deformação z da palmilha, ou melhor do conjunto palmilha – pantufa, F(z) não é linear. A rigidez (inverso da elasticidade) aumenta geralmente com a deformação. A determinação da elasticidade deve ser feita em torno da deformação, z_e , devida ao peso da composição e da via, $(m_c + m_v)\, g = m_1\, g$.

A figura 4, seguinte, mostra o gráfico força, F, vs. deformação, z, geralmente obtido carregando um provete do material resiliente usado para isolamento, com forças crescentes e registando os pares (F, z):

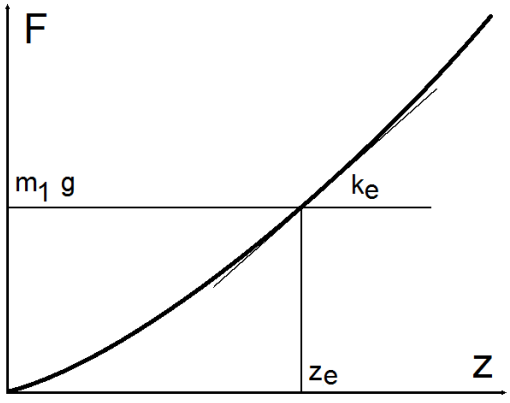


Figura 4 – Curva força, F, vs. deformação, z, para um material elástico.

Na ausência do ensaio atrás referido, a deflecção estática, z_e , pode ser estimada dividindo o peso do combóio mais o peso da via, pela rigidez estática, k_e , indicada pelo fabricante.

No exº acima referido (k_p = 9 kN / mm por palmilha) para m_1 = 2500 kg_m, donde m_1 g = 24,5 kN , donde a compressão estática vertical (durante a passagem da composição) sobre as palmilhas (e pantufas) é: σ_e = 24,5 / ((2 × 0,64 × 0,26) × (1 / 0,75)) = 24,5 / 0,44 = 55,2 kPa = 0,055 N / mm^2 (sendo 0,44 m^2 a área das palmilhas (e pantufas) por m linear).

Materiais como o poliuretano microcelular, devido à variação de forma da sua estrutura interna, apresentam uma rigidez em função da carga como a exemplificada na figura 5:

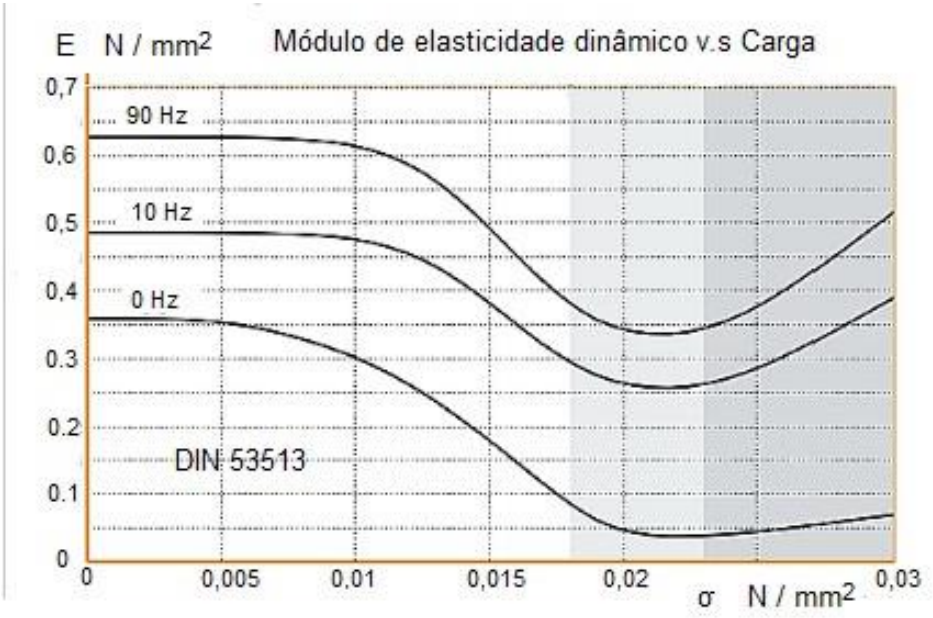


Figura 5 – Módulo de Elasticidade em função da tensão de compressão para um poliuretano microcelular (Getzner)

4.3 Amortecimento

4.3.1 Dissipação de Energia

Da equação do movimento de um sistema m-c-k:

$$m\,z'' + c\,z' + k\,z = f(t) \tag{1}$$

o trabalho elementar das forças, para uma solicitação sinusoidal de freq.ª Ω:

$$m\,z''\,dz + c\,z'\,dz + k\,z\,dz = F_M \operatorname{sen}(\Omega t)\,dz \tag{3}$$

que integrado ao longo de um ciclo (período), entre to e to + T, T = 2 π / Ω:

$$m\int z''\,z'\,dt + c\int z'^2\,dt + k\int z\,z'\,dt = F_M \int \operatorname{sen}(\Omega t)\,z'\,dt \tag{4}$$

Como é sabido, o balanço das energias cinética e elástica ao fim de um ciclo é zero, e assim:

$$c = F_M \int \operatorname{sen}(\Omega t)\,z'\,dt \,/ \int z'^2\,dt \tag{5}$$

O trabalho da força pode ser calculado de forma simples a partir do gráfico F(z):

$$c = \int F(z)\,dz \,/ \int z'^2\,dt \tag{6}$$

ou, voltando à primitiva forma da energia dissipada, temos:

$$c = \int F(z)\,dz \,/ \int z'\,dz \tag{7}$$

Assumindo, para F(t) a forma sinusoidal acima, e invertendo a curva, F(z), obtida em ensaio, pondo-a na forma

$$z = z(F) = z(F_M \operatorname{sen}(\Omega t)) \tag{8}$$

z' fica

$$z' = dz/dt = dz/dF \times F_M \times \Omega \times \cos(\Omega t) \tag{9}$$

ou:

$$z' = dz/dt = dz/dF \times F_M \times \Omega \times \cos(\text{arc sen}(F / F_M)) \tag{9a}$$

sendo:

$$z' \, dz = (dz/dF)^2 \times F_M \times \Omega \times \cos(\text{arc sen}(F / F_M)) \, dF \tag{10}$$

ou

$$\int z' \, dz = \int (dz/dF)^2 \times F_M \times \Omega \times \cos(\text{arc sen}(F / F_M)) \, dF \tag{11}$$

num ciclo de carga e descarga, ver adiante, fig.ª 5;

ou, ainda:

$$\int z'^2 \, dt = \int (dz/dF \times F_M \times \Omega \times \cos(\Omega t))^2 \, dt \tag{12}$$

num intervalo $T = 2 \pi / \Omega$.

A figura 6 seguinte esquematiza um ciclo de carga e deformação F(z).

Note-se que na formulação apresentada, F representa a variação de força $\Delta F = F - Fe$, e z a correspondente variação de deformação $\Delta z = z - ze$.

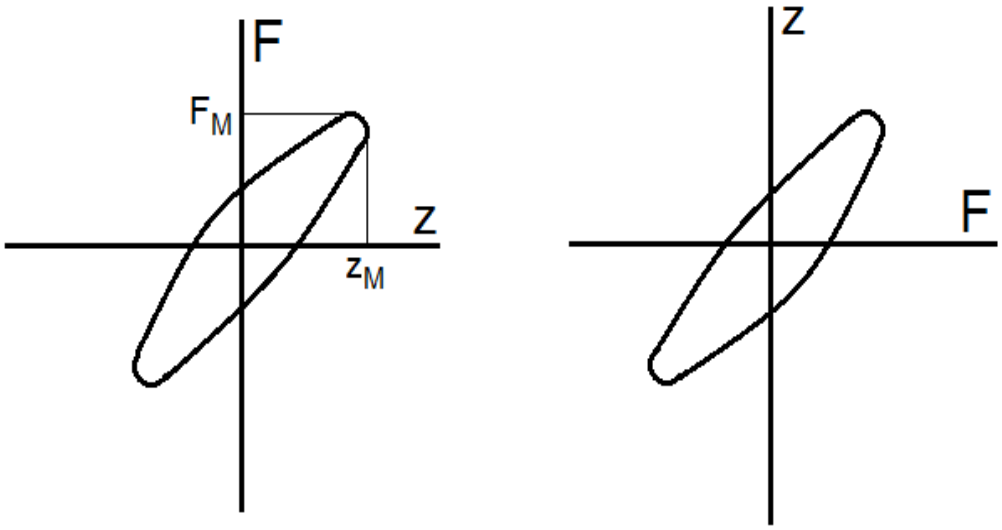


Figura 6 – Função força – deformação, F = F(z), e a inversa, z = z(F), num ciclo de carga e descarga, no provete de material viscoelástico.

Na prática, os ciclos obtidos são muito mais complexos, pelo que, após alguma evolução, se escolherá um representativo [3].

5 Ensaio

5.1 Equipamento

5.1.1 Prensa

5.1.1.1 Compressão Estática

Para ensaiar o material viscoelástico em condições semelhantes às da sua utilização, é necessário dispor-se de uma prensa de compressão, com dois pratos de pelo menos 200 × 200 mm^2 , capaz de efectuar cargas alternadas (sinusoidais) de frequências desejavelmente até 80 Hz, ciclos sobrepostos a uma carga estática, e com um sistema de medição da força e do deslocamento entre os pratos.

Para provetes de 0,2 × 0,2 = 0,04 m^2, a carga estática será de 2,21 kN, pelo que a capacidade da prensa deverá ser não inferior 2,5 kN.

5.1.1.2 Sobrepressão Alternada

A A Norma ISO 2631-2 refere como limiar de sensibilidade o valor de vef = 0,1 mm/s, para valor eficaz da velocidade de vibração em cada banda normalizada de frequência, por 1/3 de oitava, nas bandas de 8 a 80 Hz, valores superiores para as frequências mais baixas, inferiores a 8, até 1 Hz (0,57 mm/s). A vibração a que palmilhas e pantufas estão geralmente sujeitas é consideravelmente maior. Medições feitas em travessas de madeira da linha do ML entre o Corte Inglês e a Praça de Espanha, deram espectros de valores eficazes da velocidade vertical, de que um exemplo representativo (lido em 12-02-2020, às 17h35) é dado nas tabela 1 e figura 7, seguintes:

Tabela 1 – Espectro da velocidade vertical de vibração, de valores eficazes máximos por bandas de frequência normalizadas de 1/3 de oitava.

f, Hz	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4
vef, mm/s	0,28	0,26	0,30	0,38	0,23	0,19	0,18

f	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25
vef	0,16	0,24	0,31	0,48	0,47	0,71	1,12	1,66

31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
2,9	4,8	7,3	12,6	23,6	10,3	10,9	15,7	5,9	5,4

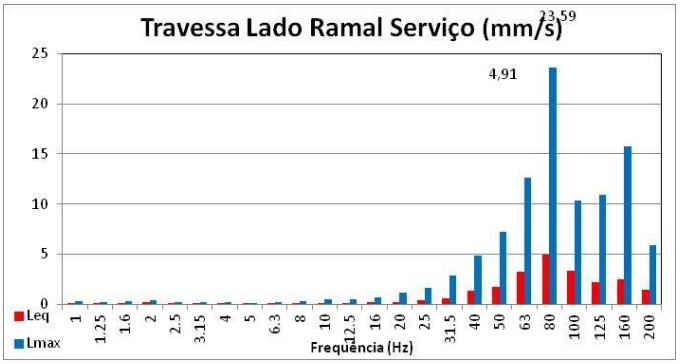


Figura 7 – Exemplo de um espectro da velocidade vertical, medida em travessa, originado por uma passagem de comboio na respectiva via.

O espectro de deslocamentos z(f) obtém-se do de velocidade:

$$z(f) = v(f) / \omega = (1 / 2\pi)\, v(f) / f$$

ou, para as frequências normalizadas:

$$z(f_i) = (1 / 2\pi)\, v(f_i) / f_i$$

Os deslocamentos, i. e. os acréscimos à deformação estática dos elementos amortecedores, palmilhas e pantufas, correspondentes estão na tabela 2:

Tabela 2 – Espectro do acréscimo de deformação vertical (de vibração), de valores eficazes máximos por bandas de frequências normalizadas de 1/3 de oitava.

f, Hz	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4
Δzef, mm	0,0440	0,0328	0,0296	0,0303	0,0149	0,0098	0,0072

f, Hz	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25
Δzef, mm	0,0052	0,0060	0,0062	0,0076	0,0060	0,0071	0,0089	0,0106

31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
0,0147	0,0192	0,0231	0,0319	0,0469	0,0164	0,0139	0,0156	0,0047	0,0034

Identificando as componentes da vibração em cada banda de frequência, com sinusoides de frequência f_i e com valor eficaz $z_i \equiv \Delta z_i$, a sua amplitude será: $amp(z_i) = 1{,}4\, z_i$, e a dupla amplitude, i. e. valor pico a pico, $2{,}8\, z_i$.

5.1.2 Sensores

5.1.2.1 Compressão Estática e Dinâmica

A prensa de ensaio, para além da compressão estática, tem de ter capacidade de realizar ciclos de sobrecarga, com frequências desde 1 Hz, até uma frequência máxima, de preferência 200 Hz, ou pelo menos de 80 Hz.

Estes ciclos de sobrecarga devem ser controlados, ou em

→amplitude de deformação, pico a pico, a estabelecer, que num primeiro valor poderá considerar-se

$\Delta z = 0{,}06$ mm, p.ª a frequência de 40 Hz; ou em

→amplitude de sobrecarga, pico a pico, a estabelecer, que num primeiro valor poderá considerar-se

$\Delta F = k\, \Delta z = 1{,}5 \times k \times 0{,}06$ N, p.ª a frequência de 40 Hz,

sendo k a rigidez estática do provete, determinada num ensaio estático prévio, o factor 1,5 geralmentre considerado a relação entre a chamada rigidez dinâmica e a estática.

Para um provete de 12 mm (+ pantufa), de $0{,}20 \times 0{,}20$ m^2, a rigidez (dinâmica) "standard" fica (ver atrás secção 4.2.1):

$$k_{\square} = 24 \times 10^6 \times 0{,}2 \times 0{,}2 \text{ N / m} = 0{,}96 \times 10^6 \text{ N/m} = 0{,}96 \text{ kN /mm},$$

a amplitude, pico a pico, da força vibrante, a 40 Hz,

$$\Delta F = k_{\square} \times \Delta z = 57{,}6 \text{ N}$$

A relação entre esta amplitude pico a pico, e a força estática é:

$$\Delta F / Fe = 57{,}6 / 2210 = 0{,}026 = 2{,}6\ \%$$

6 Procedimento de Ensaio [3]

6.1 Sistema de Ensaio

6.1.1 Máquina e Sistemas de Aplicação da Compressão e de Medição

Características: Capacidade de ensaiar à compressão provetes de 200 × 200 mm, espessura variável, 12 mm ou superior. Ensaios i) compressão estática; ii) compressão quasi-estática, variável; iii) compressão dinâmica, "sinusoidal" com frequências desde 1 Hz, até 80 Hz, ou mesmo superiores.

6.1.2 Sistema de Medição

iv) sensor de carga, central ao provete; v) sensores de deformação do provete (de aproximação dos pratos), dois diametralmente opostos.

6.1.3 Controle

vi) sistema com capacidade de controlar os valores da força aplicada, estática mais dinâmica, ou da deformação (aproximação dos pratos), estática mais dinâmica.

6.1.4 Sistema de Aquisição

vii) captação dos sinais dos sensores, e sua digitalização, eventual filtragem e tratamento; viii) Possibilidade de memorização e apresentação da evolução (ciclos) de carga e deformação (do provete).

6.2 Testes

6.2.1 Compressão quase estática

Medir previamente o afastamento dos pratos com o provete, sem carga (ou apenas com o peso do prato superior, anotar este peso)

Carregar o provete de F=0, até 2,5 kN, e reverter até F=0, medindo F(z). Repetir 5 ciclos, adquirir 10 pontos de 0 a 2,5 kN, cada ciclo 2 minutos.

Determinar a rigidez entre os valores de F entre 1,9 e 2,5 kN. Anotar as deformações nestes valores da carga. Anotar os tempos de carga e descarga. Anotar as diferenças entre os ciclos.

Determinar a espessura do provete após os 5 ciclos (medir o afastamento dos pratos à carga 0).

6.2.2 Fluência

Num bastidor, com fusos e porcas, comprimir entre dois pratos o provete até à deformação obtida para a carga de 2,2 kN. Com dois sensores de deslocamentos, medir a espessura inicial do provete, comprimir até à deformação medida para F=2,2 kN.

Deixar um semana. Libertar a carga, medir a deformação.

Alternativa: comprimir os pratos com uma carga constante de 2,2 kN. Neste caso medir a deformação após a carga, e uma semana depois.

Libertar a carga e medir a deformação.

6.2.3 Vibração

Na prensa (macaco), com uma compressão inicial de Fo = 2,21 kN, exercer compressões adicionais alternadas (sinusoidais), às frequências normalizadas de 1, 2, 2,5, 3,15, 4, 6,3, 8, 10, etc. Hz, até 80 Hz ou superior, com amplitude de deformação pico a pico de 0,06 mm, ou amplitude de força, pico a pico, 57,6 N. Os valores das compressões alternadas podem ser ajustados, para cada frequência, por exemplo com os valores da tabela 2, e figura 7, e com o valor de k obtido na compressão estática (secção 6.2.1), multiplicado por 1,5.

Registar os ciclos de carga e descarga. Variam no tempo? A sua forma e posição estabilizam? Fazer pelo menos 10 ciclos? Até estabilizarem? Note-se que na prática os ciclos de carga e descarga são muito mais complexos que o da fig.ª 8, sendo necessário seleccionar um, atingida alguma estabilidade [2].

Anotar os acontecimentos.

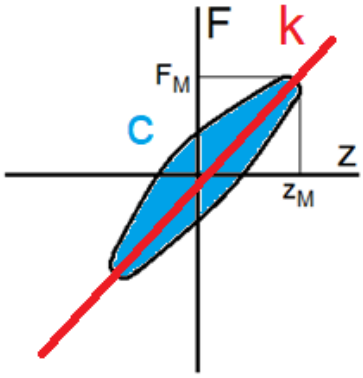


Figura 8 – Ciclo completo de carga e descarga

Determinar k e c :

c poderá ser determinado conforme indicado atrás, secção 4.3.1.

k poderá determinar-se pela melhor recta que representa os pontos de F(z).

Maior resolução para as medições da deformação, poderá obter-se ensaiando 2 ou mais provetes sobrepostos; maior resolução para as medições da força exigirá provetes com maior área, neste caso com maiores cargas estáticas.

Este procedimento, que tem de ser validado experimentalmente, destina-se a placas (palmilhas) e mantas de espessura muito menor que as dimensões da área [4], que funcionam em compressão.

7 Conclusões

O cálculo do isolamento necessita do conhecimento, para além da massa envolvida, das características de rigidez e amortecimento dos materiais viscoelásticos a utilizar. O procedimento de ensaio proposto, a validar experimentalmente, visa, não só a determinação da rigidez, mas também do amortecimento inerente ao material ensaiado.

Este ensaio deverá ser realizado em provetes do material previsto em anteprojecto, em condições semelhantes às da sua utilização, em particular com a carga estática calculada para a linha em estudo.

Referências

[1] S. Timoshenko, et al. – Vibration Problems in Engineering, fourth edition, John Wiley. 1974.

[2] Ingenieurbüro Dr. Heiland -- Metro Lisbon, Dynamical Design of MSS Solution 1-3, with Regupol SB 16/100 mats, Bochum, 2010.

[3] R. Clamroth – Determination of Viscoelastic Properties by Dynamic Testing – Polymer testing, 1981.

[4] DIN 51513 – 1990-03 – Determination of the Viscoelastic Properties of Elastomers.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

PREVISÃO DA VIBRAÇÃO E RUÍDO ESTRUTURAL EM EDIFÍCIOS, DEVIDOS A FUTURA PASSAGEM DE COMBÓIOS NUMA NOVA VIA FÉRREA PRÓXIMA.

O QUE SE SABE E O QUE NÃO SE SABE.

Schiappa, F. [1]

[1]Acústica XXI
{ fschiappa@yahoo.com }

Resumo

Descreve-se o método experimental: Os locais de interesse – pontos de medição; A determinação (cálculo) da transmissão (função de transferência) da via férrea para os edifícios; A previsão dos valores da velocidade de vibração e dos níveis de ruído estrutural nos edifícios (piso 0, quartos e salas) e sua comparação com os valores de incomodidade. Cálculo do isolamento. Boa prática da verificação das previsões após a entrada em funcionamento da nova via.

O que se sabe e o que não se sabe. Necessidade de melhor conhecimento.

Palavras-chave: vibrações, ruído estrutural, previsão, isolamento, verificação.

Abstract

Prediction of Future Railway Trains Induced Vibration and Structural Noise in Buildings. Experimental method: The locals and measuring points selection; The evaluation of the transfer function between the railway and the selected points in the buildings; Prediction of the vibration values and noise levels on the selected measuring points, and comparison with the discomfort acceptance criteria; Isolation calculus; Good practice of preditions assessment.

What do we know and what we don’t. Need for a better knowledge.

Keywords: vibrations, structural noise, prediction, isolation, verification.

PACS no. 43.40.At, 43.40.Ng

1 O Estudo Experimental

1.1 Princípio

A previsão experimental, em edifícios existentes, da vibração e ruído estrutural (ruído emitido nos compartimentos pela vibração do piso, paredes e tecto), vibração devida a uma futura fonte próxima, é hoje matéria teoricamente conhecida e de procedimento simples.

A vibração é quantificada pelo movimento, expresso em velocidade, de pontos seleccionados.

O estudo, após observação do local, desenvolve-se em três fases:

i) Determinação experimental da Função de Transferência da vibração, da via para os edifícios próximos, seleccionados, para os locais (habitados), seleccionados, onde se pretende evitar incomodidade para as pessoas;

ii) Sabidas, a vibração gerada pelo futuro tráfego ferroviário, estimada por medição, experimentalmente, em troço em exploração, e a Função de Transferência determinada para os locais seleccionados, estima-se nestes os futuros valores da vibração e do ruído estrutural, este pela norma ISO 14837-31:2017, e comparam-se com os respectivos valores admissíveis;

iii) Projecta-se o isolamento, se necessário.

1.2 Medição

Qualquer estudo experimental exige a precisa medição das grandezas físicas relevantes, e o seu relacionamento por um modelo conceptual matemático desejavelmente simples mas adequado. No caso das vibrações mecânicas, o movimento das partículas materiais é actualmente medido por equipamentos de aquisição e digitalização dos sinais [5] emitidos por sensores, actualmente acelerómetros, fixados nos locais cujo movimento se pretende medir.

Relembra-se que: na medição em diversos pontos, uns mais próximos da fonte de vibração, onde o movimento (aceleração) será mais intenso (e eventualmente as frequências do sinal serão superiores, outros mais afastados da fonte, em que o movimento será muito menor, poderá ser preciso dispor de sensores e sistemas diferentes, para os primeiros pontos usar sensores e equipamentos com maior alcance, e para os segundos sensores mais sensíveis e equipamentos ajustados para digitalização de menores intensidades, e com menor nível de ruído, este uma ordem de grandeza abaixo dos menores valores a medir. [6]

Relembra-se também que os critérios de avaliação das vibrações sendo expressos em velocidade, grandeza de que depende também o ruído aéreo emitido, é necessária a integração das acelerações medidas.

Refere-se também que o conteúdo em frequência significativo das vibrações no tema em causa está geralmente compreendido entre 4 Hz [2] e não mais que 100 a 125 Hz.

2 Função de Transferência

2.1 Determinação Experimental

Sendo Pc um ponto material, escolhido próximo da (futura) fonte, de onde a vibração se vai propagar para um ponto Pe escolhido em local (habitado) do edifício, e considerando que as equações dinâmicas que relacionam o movimento de Pe com o de Pc são lineares (pequenos movimentos), simplificadamente:

$$V_Z(f) = T_{C\rightarrow Z}(f) \times V_C(f) \qquad (1)$$

onde (ver fig.ª 1) $V_Z(f)$ e $V_C(f)$ são as transformadas de Fourier das funções do tempo velocidade vertical do ponto P_Z escolhido no piso do compartimento onde se pretende evitar incomodidade,

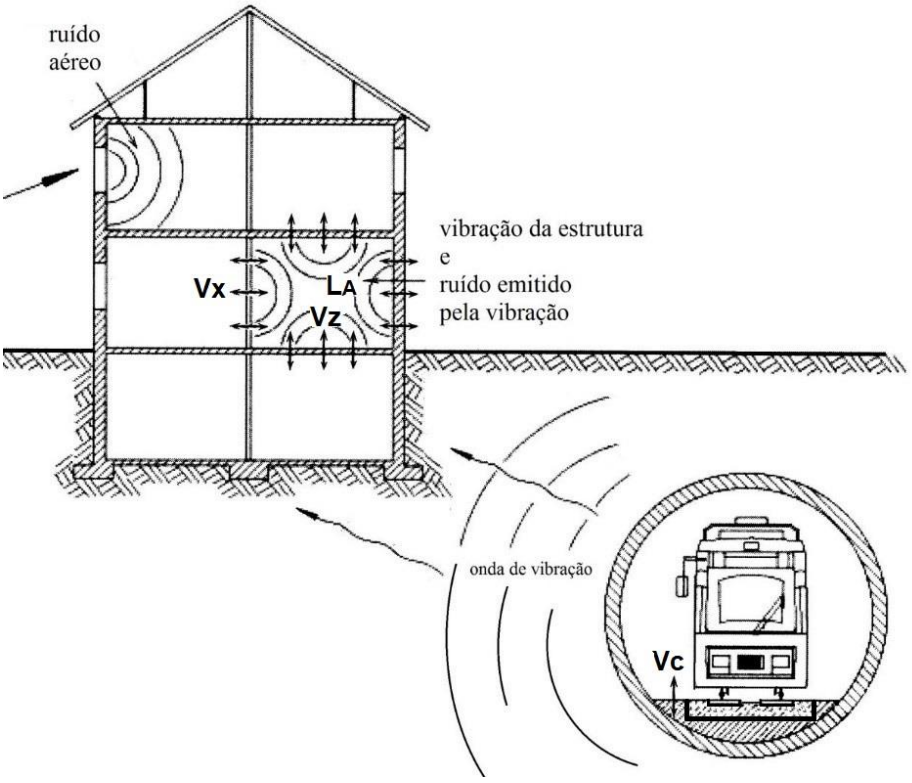


Figura 1 – Propagação da vibração da via férrea pª o edifício.

e da velocidade vertical no túnel da futura via férrea, no ponto P_C escolhido (semelhante para o ponto P_X, representativo da vibração horizontal da parede, de movimento com velocidade horizontal V_X), e $T_{C\rightarrow Z}(f)$ a Função de Transferência da vibração entre P_C e P_X.

$T_{C\rightarrow Z}(f)$ é muito simplesmentre calculada experimentalmente, antes do assentamento da via (mas já com a estrutuira do túnel razoavelmente finalizada) provocando próximo do ponto C uma vibração vertical, com uma máquina da construção, pica pau ou cilindro vibrador, e medindo em ambos os pontos Pc e Pz o seu movimento (vibração) vertical (horizontal para Px). Os pontos Pz, este normalmente escolhido próximo do meio vão do piso, e Pc deverão estar no mesmo plano vertical ortogonal (ou quase) ao eixo da via.

3 Previsão e Avaliação

A previsão de V_Z (analogamente a de V_X) é muito simplesmente calculada introduzindo na equação 1, que já serviu para a determinação de $T_{C\rightarrow Z}(f)$, a solicitação V_C, agora medida em via em explotração, em ponto C análogo, quando da passagem de composições semelhantes às que circularão na futura via. Atenção que esta solicitação vem afectada do corte efectuado por eventual isolamento, se existir, que terá de ser considerado. Igualmente o desgaste de caris e rodados influi na vibração gerada.

Das previsões dos espectros determinam-se os valores globais eficazes (rms) da velocidade de vibração nos pontos (locais) seleccionados nos pisos dos compartimentos dos edifícios;

com os valores da velocidade de vibração, determina-se os níveis de ruído estrutural correspondente, pela ISO 14837-31:2017 [1].

Comparam-se os valores obtidos, espectrais e globais, com os correspondents valores admissíveis.

Se aqueles forem superiores a estes, é necessário prever um isolamento.

Os valores admissíveis são, resumidamente:

a1) - Vef global ≤ 0,11 a 0,28 mm/s (componente vertical, a meio vão do piso);

a2) - Vef(*fi*) ≤ valores da norma ISO 2631:1989 (espectro de valores eficazes da componente vertical da velocidade, a meio vão do piso), máxº do espectro 0,1 ou 0,14 mm/s;

a3) LA ≤ 27 dBA

4 Isolamento

4.1 Modelo

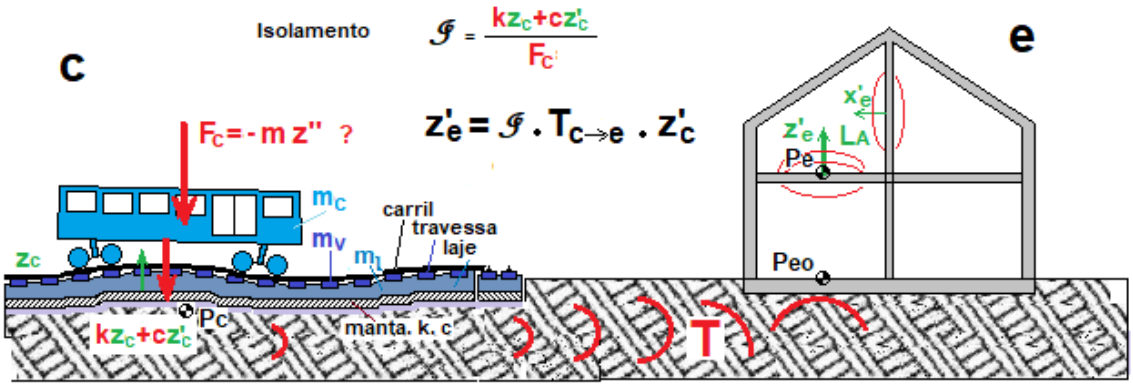


Figura 2 – Esquema simples da geração e propagação das ondas de vibração, da via para o edifício, vibração dos seus elementos, e ruído estutural.

A figª 2, mostra em esquema o "percurso" da vibração e o modelo simples da geração e isolamento.

Como é sabido [2], o isolamento da vibração "na fonte" é geralmente realizado pela introdução sob as travessas da via de placas de material visco elástico (poliuretano microcelular), ou introduzindo (betonando) sob a via, carris e travessas, uma laje de betão, assente (moldada) numa manta viscoelástica.

Qualquer destas soluções, pode ser modelada, para efeito de cálculo, por um sistema mecânico simples, linear, de massa-mola-amortecedor.

Para estes modelos simples, com um grau de liberdade (considerando das composições apenas a sua massa), a função de corte do isolamento, $\mathcal{I}$, dependente dos valores da rigidez, k, e do amortecimento, c, das placas ou da manta, e da massa, m, sobre elas, combóio e via, e laje (na solução com manta, sem a laje, com o material para isolamento sob as travessas), está representada na figura 3 [3, pg.ª 596; 2].

Numa primeira abordagem pode supôr-se que a suspensão do combóio tem uma rigidez, e um amortecimento ambos muito superiores aos da manta, assim que a massa m_c acompanha na vertical as massas $m_v + m_l$, da via, mais laje subjacente, donde $m = m_c + m_v + m_l$. Ver secção 5.

Nos estudos em que tem participado, o autor tem utilizado o modelo atrás descrito, constituído por:

i) um primeiro sistema, consistindo na via férrea, composições circulantes e isolamento, modelado como um sistema de parâmetros concentrados, por uma equação linear m – k – c; que gera ondas de tensão e deformação, na base da manta, (no caso da fig.ª 2); concretamente por

i1) combóio com carruagens, bogies e rodados, rails e travessas, m, + palmilhas e pantufas (sob as travessas), k, c; ou, alternativamente:

i2) combóio com carruagens, bogies e rodados, rails e travessas, laje, m, + manta (sob a laje), k, c;

ii) um segundo sistema, o solo, onde as ondas de tensão (e deformação) se propagam atingindo as fundações do edifício; não sendo o solo nem um meio contínuo nem homogéneo, é no entanto expectável que as ondas se atenuem, das formas conhecidas, geométrica e com dissipação; mas a sua medição experimental dá a real atenuação, entre os pontos de medida, junto à via, P_c, e no edifício, P_{eo}, (na fundação à cota da soleira);

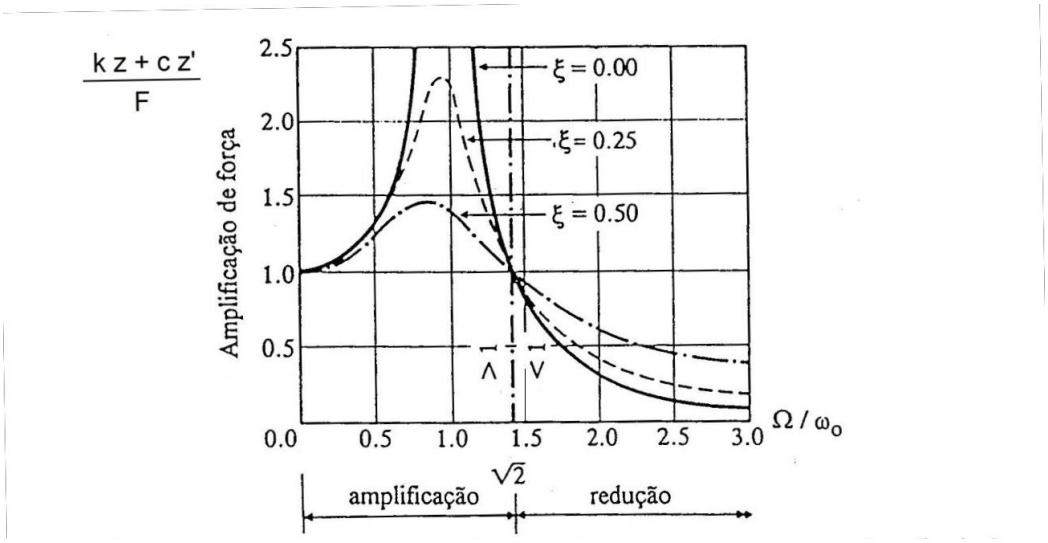


Figura 3 – Função de Corte, $\mathcal{T}$, de um Isolamento com um grau de liberdade

iii) o terceiro sistema, o edifício com a sua estrutura, pisos e paredes, que poderão exibir frequências próprias, das lajes, responsáveis por ampliações "locais" da vibração, de P_{eo}, até P_e . A função de transferência entre estes dois pontos é também calculada por medição. Os pontos P_e poderão ser vários.

A subdivisão do percurso das vibrações descrito em 2. justifica-se porque o edifício apresenta frequências próprias, ao contrário do solo que se comporta como um meio contínuo.

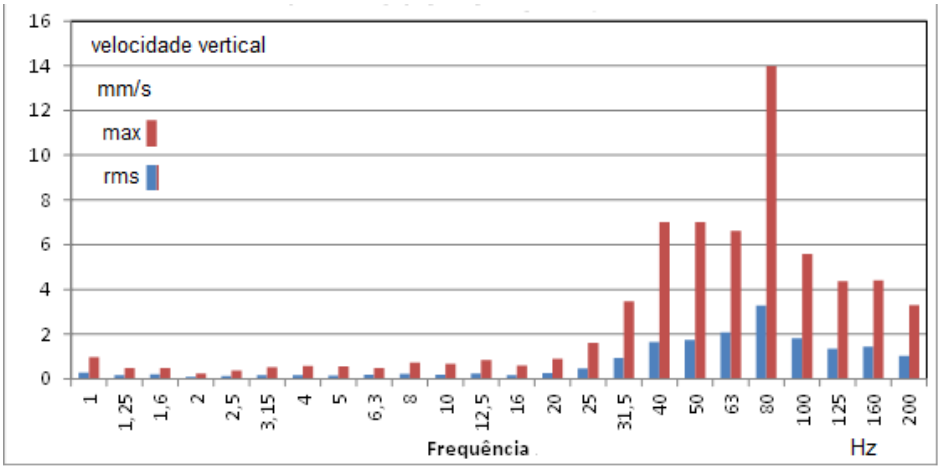


Figura 4 – Espectro de vibração numa travessa de via, devido a uma passagem de combóio.

A equação na fig.ª 2 pode escrever-se:

$$V_e = \mathcal{F} \times T_{c \rightarrow e} \times V_c \quad (2)$$

onde: $T_{c \rightarrow e} = T_{c \rightarrow eo} \times T_{eo \rightarrow e}$. $T_{eo \rightarrow e}$ pode determinar-se, tal como se refere atrás, secção 2., colocando a fonte de vibração, pica-pau ou cilindro, ou mesmo usando o tráfego rodoviário próximo, se existir e fôr suficiente, à cota da soleira do edifício.

Note-se que o espectro da vibração oriunda do tráfego ferroviário tem conteúdos mais significativos nas frequências dos 50 aos 80 ou 100 Hz, e as frequências próprias dos elementos (pisos) dos edifícios aparecem geralmente entre os 20 eo 40 Hz; edifícios podem ter frequências próprias de vibração vertical na ordem dos 10 Hz, mas estas são dificeis de excitar, pela energia que é necessária. Assim, a frequência própria do isolamento, ver fig.ª 3, deverá em princípio estar bem abaixo do 20 Hz (dependendo das frequências próprias detectadas no edifício). Ver exemplos nas figuras, 7, 8, e 9.

Note-se na figura 4 os maiores conteúdos nas frequências dos 40 aos 160 Hz , máxº nos 80. O algum conteúdo nas frequências de 125, 160 e 200 Hz, não habitual, deve-se à existência de um aparelho de via, e também à proximidade do sensor ao carril.

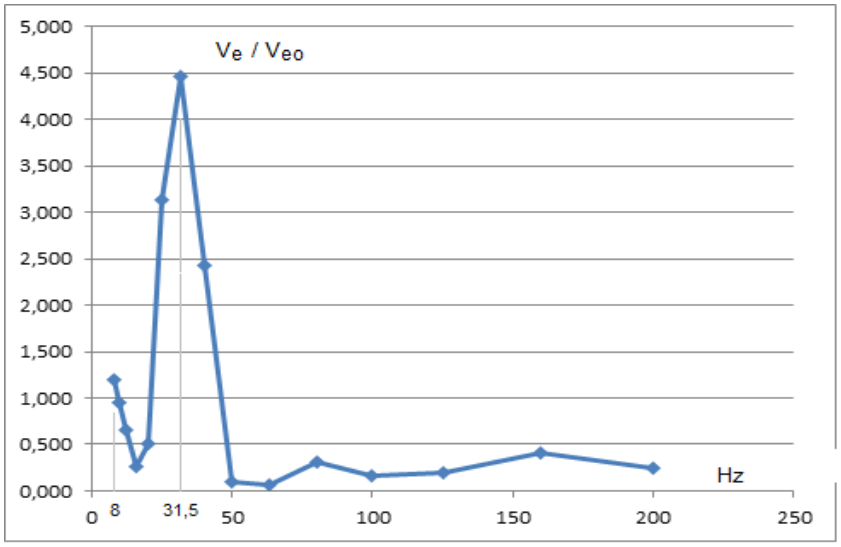


Fig.ª 5 – Função de transferência, $T_{eo \rightarrow e}$, num edifício de 7 andadres, da cota 0 para o piso de uma sala do 1.º andar, a meio vão, 2 pisos acima

Note-se a frequência própria do piso da sala, ≈31,5 Hz. A freq.ª de 8 Hz, será a 1.ª frequência propria vertical de todo o edifício?

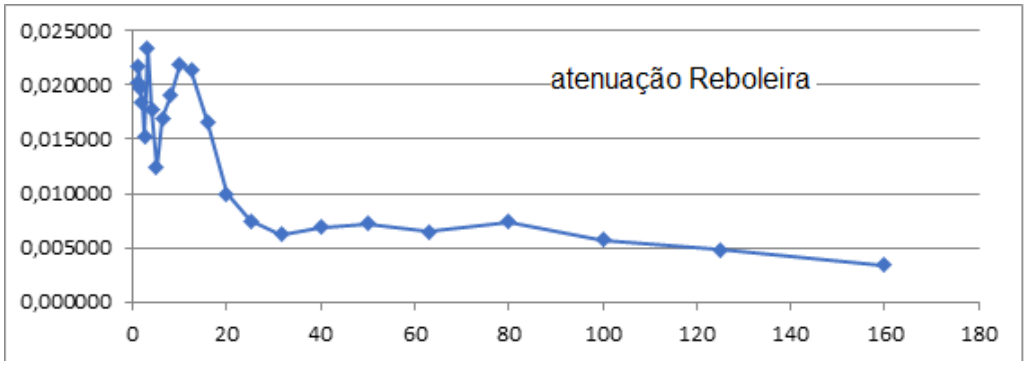


Fig.ª 6 – Espectro da atenuação da vibração, da travessa para a parede do túnel, medida num troço recente de via em túnel com travessas prismáticas com placa microcelular subjacente.

Note-se a frequência "própria" aos ≈10 Hz, e a atenuação acima dos ≈20 Hz. O andamento da curva deve ser semelhante ao da função de corte do isolamento.

4.2 Estudo

É um procedimento iterativo: para uma solução de isolamento mais simples, conhecidos os valores de m, k e c:

i) determina-se a função de corte $\mathcal{I}$ cuja expressão analítica é [3]:

$$\mathcal{I} = \{ (k^2 + \Omega^2 c^2) / [(k - m\,\Omega^2)^2 + \Omega^2 c^2]\}^{1/2} \qquad (3)$$

(Ω , frequência, em rad/s, = 2 π f , f em Hz ; na fig.ª 3, $\omega_o = (k / m)^{1/2}$)

ii) introduz-se $\mathcal{I}$ na equação (2) ou (2bis):

$$V_e = \mathcal{I} \times T_{c \to eo} \times T_{eo \to e} \times V_c \qquad (2bis)$$

iii) verifica-se se os valores obtidos V_e previsíveis da velocidade de vibração são inferiores aos valores admissíveis; se sim, calculam-se, pela norma ISO 14837-31:2017 os correspondentes níveis de ruído previsíveis; verifica-se se são inferiores ao valor admissível; se sim, o isolamento considerado será satisfatório; se não, repete-se o procedimento com um isolamento mais poderoso.

Parece simples, mas...

5 O que Não se Sabe...

5.1 Função de Transferência. Dúvida

A função de transferência determinada com a vibração "pontual" de uma máquina (colocada no túnel, sob o edifício, pica-pau ou cilindro vibrador), será igual à oriunda de uma vibração "linear" causada por um combóio de várias carruagens, vindo ao longo da via?

Terminada a obra, com a via em exploração, poderão repetir-sa as medições iniciais e comparar a Função de Transferência "real" com a obtida anteriormente.

5.2 Função de Transferência. Caso Prático

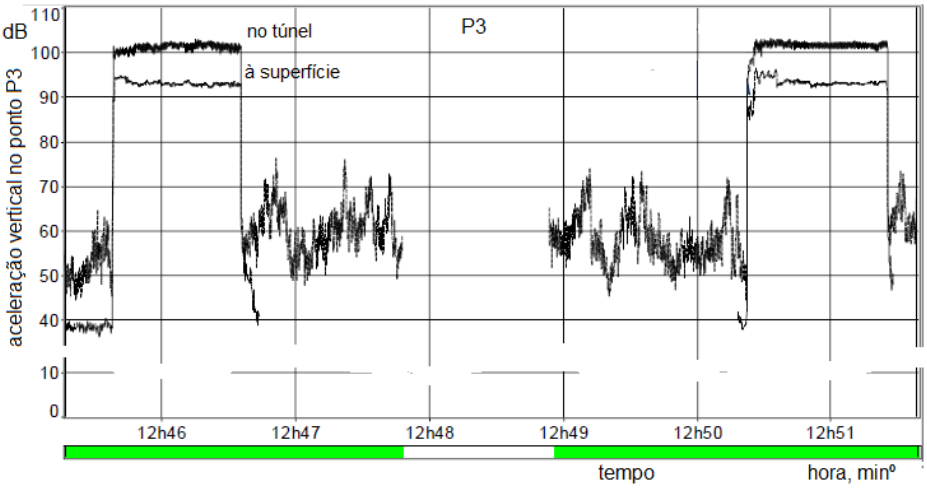


Figura 7 – Aceleração vertical, medida no túnel e em edifício à superfície

Num estudo para uma futura via férrea em túnel, foram executadas as medições atrás referidas entre o túnel e a soleira dos edifícios seleccionados. Para um dos edifícios, referido como ponto P3, as vibrações geradas no túnel por um pica pau foram medidas, componente vertical da aceleração, no túnel e na soleira do edifício, e estão representadas, em valor eficaz (rms) corrente, em dB, em função do tempo, no gráfico, fig.ª 7.

Foi depois calculada a Função de Transferência da vibração, do túnel para a superfície, em amplificação (adimensional) vs. frequência, por bandas de frequência de 1/3 de oitava, representada na figura 4.

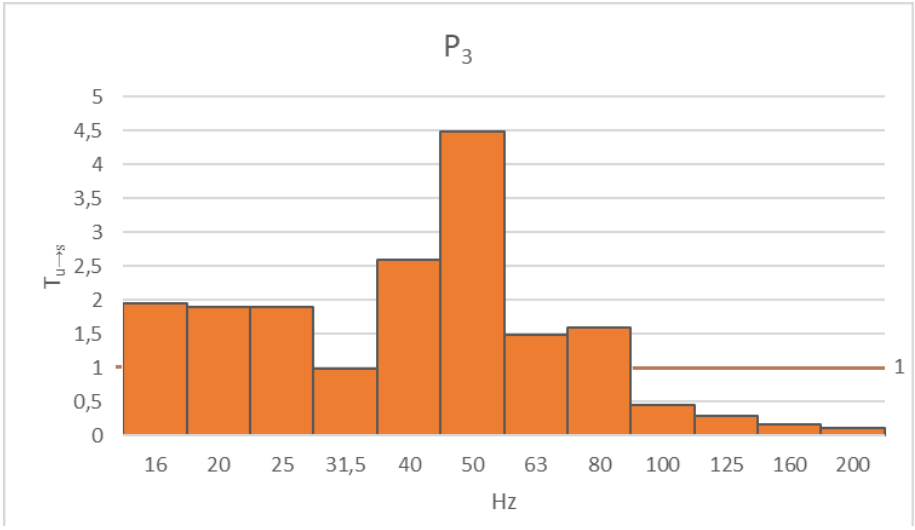


Figura 8 – Função de Transferência da vibração vertical em P3, do túnel, em P3u, para a superfície, em P3s.

A observação de ambas as figuras mostra imediatamente, que às medições temporais da figura 7 não pode corresponder a funçaio de transferência da figura 8, onde a amplificação da vibração é sempre superior a 1, para todas as frequências, dos 16 aos 80 Hz (cerca de 1 aos 31,5), chegando a 4,5 aos 50 Hz!.

Não encontro explicação para este resultado. Se o autor do estudo leu um documento normativo que anda pela comunidade técnica das vibrações devidas a tráfego ferroviário, onde se misturam vários textos e estudos, Manual da FTA, Projecto Rivas, etc, pode ter acrescentado ao processamento das medições uns +6dB, para prevenir a eventual ocorrência de ressonâncias em pisos de compartimentos e +10 dB em "todas as bandas de frequência", para acomodar futuras degradações das rodas e carris... Estes acrescentos talvez justifiquem a transformação da atenuação em amplificação... visto que as diferenças no gráfico das acelerações, em função do tempo, diferem aparentemente de cerca de 9 dB.

Na dúvida, dever-se-ia procurar nos edifícios estudados, compartimentos (salas, quartos) susceptíveis de entrar em ressonância, medindo-se, e calculando-se as funções de transferência da superfície para os pisos, a meio vão, desses compartimentos.

5.3 Vibração Emitida pelos Combóios

O espectro da vibração emitida pelas composições ferroviárias, V_c , a introduzir nas fórmulas (1) ou (2) decorre de medição efectuada no ponto representativo escolhido P_c .

Este espectro está "contaminado" por um eventual isolamento, que normalmente se desconhece, existente no troço em exploração onde se realizou a medição, e também pelo estado de degradação dos carris e dos rodados da composição, ver secção anterior 5.2.. Desconhece-se a evolução (agravamento) da vibração emitida pelos combóios desde cada rectificação até à proxima.

5.4 Modelo Dinâmico

O autor, nos seus estudos, tem usado o modelo dinâmico, constituído por três subsistemas acoplados, em série, atrás descrito em 4.1.

O subsistema i), que inclui o isolamento, modelado como sistema discreto, massa(s) + mola(s), tem de ser calculado, para se determinar a eficiência do isolamento, e prever as vibrações e o ruído estrutural nos edifícios. Os subsistemas ii) e iii) são identificados pelas medições, não se prevendo intervir na sua resposta dinâmica.

Por razões práticas, o subsistema i) que conceptualmente termina nas faces inferiores dos elementos elásticos (palmilhas e pantufas ou manta), é prolongado até um ponto do túnel ou solo próximo, devendo esse pequeno percurso ter características conhecidas. Assim, no estudo de novas vias em túnel, o ponto Pc é geralmente escolhido na parede do túnel, já construído, ao nível do que vai ser o nível dos carris da futura via.

5.5 Massa

O desconhecimento das características da suspensão das carruagens e o pressuposto que seriam superamortecidas (talvez errado, as carruagens antigas parecia terem apenas molas de lâminas, mas o escorregamento entre elas poderia trazer alguma dissipação; creio que foram usadas molas helicoidais), levaram a considerar as carruagens, bogies com as rodas, e a propria via, como uma massa única.

A existência de dois níveis de suspensão das carruagens, primária e secundária obrigaria a considerar o material circulante como um sistema, só por si, com três graus de Liberdade e duas frequências próprias; este facto necessita estudo, que eventualmente permita, "longe" das novas frequências próprias (?), a consideração simplista de uma massa reduzida (de quanto?).

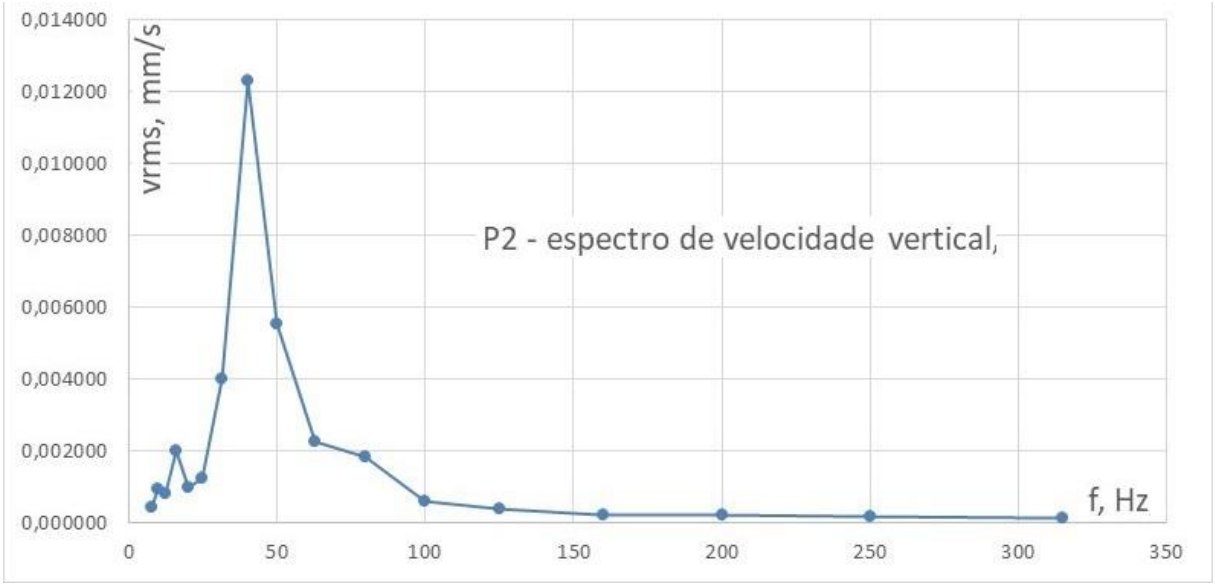


Figura 9 – Espectro de velocidade de vibração na soleira de um edifício, proximo de uma via férrea subterrânea reabilitada, com um isolamento de travessas prismáticas com palmilhas duplas

5.6 Caso Prático

Um estudo realizado para a reabilitação de um troço de via, de facto de um aparelho de via, anteriormente de carris sobre travessas e balastro, aconselhou uma solução com travessas prismáticas

de betão com isolamento de palmilhas. Esta solução, caracterizadas por medição, ver figura 6, foi transposta para o troço em estudo, agora duplicando as palmilhas, previa-se ter uma frequência "própria" inferior a 10 Hz, da ordem dos 8 Hz, a acreditar na curva de atenuação da fig.ª 6, agora com palmilhas duplicadas.

Medições realizadas após a obra, mostraram num dos pontos (P2) um pico principal na zona dos 40 Hz, e um segundo aos 16 Hz, figura 9. Os outros registos mostram componentes mais significativas nade frequências "altas", dos 31,5 - 40 -50 aos 100 – 160, e algum conteúdo em frequências mais baixas, entre os 12,5 e os 16. Os resultados obtidos, todos abaixo dos limites de incomodidade (que era o que se pretendia), não são conclusivos quanto à forma da função de corte do isolamento aplicado.

Refere-se que pela primeira vez, na vida profissional do autor, o dono da obra aceitou incluir no plano de trabalhos, uma medição final, para avaliar as previsões feitas no estudo...

5.7 Rigidez e Amortecimento

O conhecimento dos valores da rigidez e amortecimento dos materias viscoelásticos usados para isolamento é imprescindível para o cálculo da sua eficiência. Dado que são não lineares, as suas características, k , ou E, e c, deverão ser determinadas por ensaio com os materiais no mesmo estado de compressão em que vão funcionar sob os comboios e a via [2].

Os materiais em poliuretaqno microcellular, que vão perdendo rigidez pelo achatamento das células, figura 10, deverão ser escolhidos de forma a virem a funcionar com rigidez minima, ou próxima, baixando-se assim a frequênciaq "própria" do isolamento.

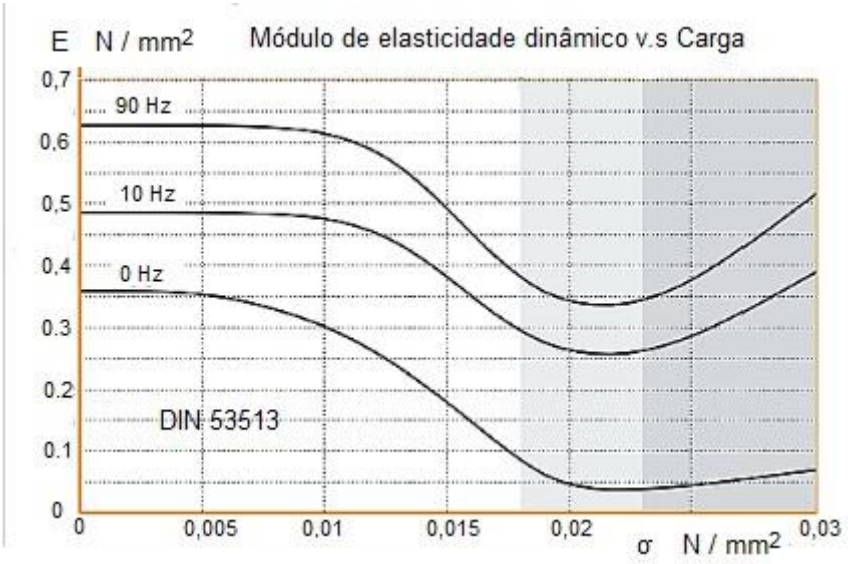


Figura 10 – Módulo de Elasticidade em função da tensão de compressão para um poliuretano microcelular (Getzner)

5.8 Modelo Matemático (rever figª 2 e secção 4.1)

Ignorando a dinâmica (vertical) das composições, um modelo de dois graus de Liberdade, considerando as elasticidades das placas e pantufas, sob as travessas, e da manta, sob a laje subjacente, é adequado. Todas as outras rigidezes que se queiram considerer, originam frequências próprias muito altas, e pouco alteram as baixas frequências dos isolamentos.

Num caso “prático” o autor simulou em modelo de dois graus de liberdade a utilização simultânea de manta e travessas com pantufas com placas viscoelásticas; a simulação foi inconclusiva: se por um lado o segundo isolamento desdobra a frequência propria do primeiro, originando uma outra mais alta, a falta de valores credíveis para as elasticidades e amortecimentos, impede o tirar de conclusões em qualquer caso prático. Ficou ao autor a convicção que é preferível um único isolamento, ou placas sob as travessas ou manta sob laje.

Fica por estudar a influência prática da suspensão das carruagens. Tentativa de modelar analiticamente a força dinâmica exercida pelas carruagens sobre a via, não se considera aqui, por falta de validação experimental [4].

5.9 Outros Modelos Matemáticos. Exemplo

Outros investigadores preferem modelos usando a força de contacto rodados-carris, como solicitação, e consideram outras elasticidades, como a das palmilhas entre os carris e as travessas, aumentando o número de graus de Liberdade.

Exemplo na figura seguinte,

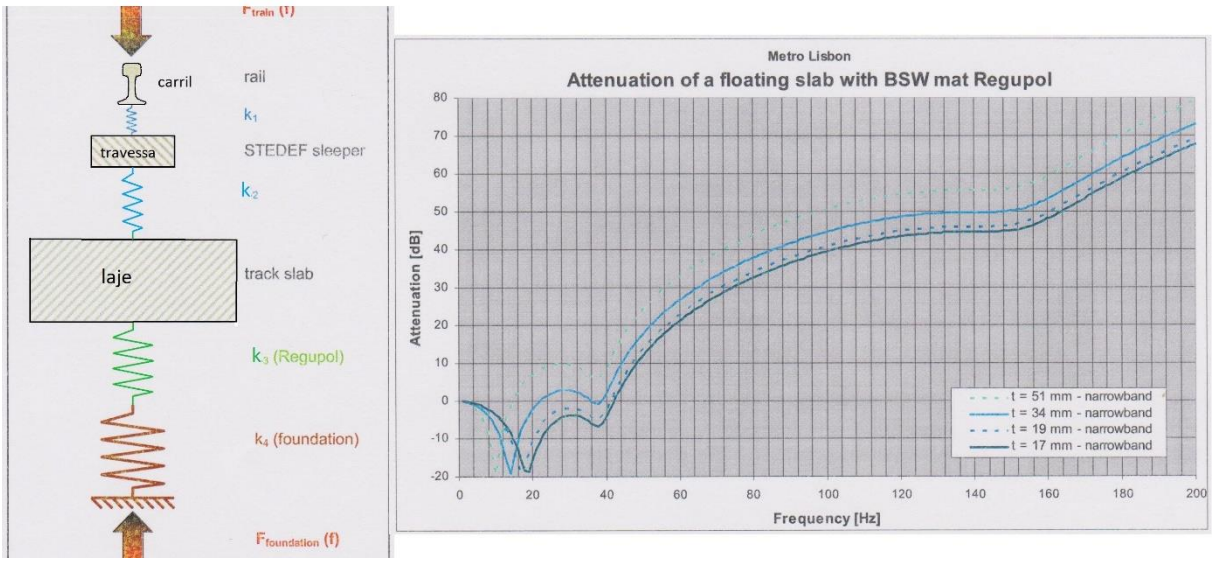


Figura 11 – Modelo v(F) e sua característica. De Ingenieurbüro Dr. Heiland- Metro Lisbon, Dynamical Design of MSS Solution 1-3, with Regupol SB 16/100 mats, Bochum, 2010

6 Conclusões prévias

Muita investigação está por fazer, para que os especialistas nesta área de previsão das vibrações em edifícios devidas novas vias férreas possam prever futuros níveis de vibração, e dimensionar o seu isolamento.

6.1 Previsão da vibração e ruído estrutural

6.1.1 – Função de Transferência Via – Locais Habitados: O método descrito parace adequado, salvo a dúvida se a excitaçao pontual descrita representa adequadamente a causada pelo movimento linear da coposição com várias carruagens. Esta dúvida pode vir a ser esclarecida por medição após a e entrada em funcionameno da nova linha.

6.1.2 – Previsão da Vibração; Depende do valor da solicitação, vibração induzida pelo movimento da composição, medida (em Pc; usa-se um ponto na parede do túnel ao nível da via), mas afectada por isolamento existente (desconhece-se? envelhecido?), e pelo grau de degradação de carris e rodados.

6.2 Isolamento das vibrações

6.2.1 – Rigidez e amortecimento do material isolante: Desconhecimento em geral. Os valores de rigidez indicados pelos fabricantes são em geral pouco credíveis, excepção para o exemplo da fig.ª 10.

6.2.2 – Massa a usar no modelo m-c-k? Desconhecimento da dinâmica das carruagens.

7 Conclusões finais

Propõe-se, como regra, que:

7.1 As empresas gestoras e exploradoras de vias férreas, nos contratos para estudos de previsão de vibrações e seu isolamento, devem ainda incluir:

→a realização de uma medição final, após a entrada em exploração da nova linha, dos valores (espctros de velocidade vertical) da vibração e nível de ruído estrutural, e vibração emitida pelas composições (em Pc) para comparação dos resultados finais, com os previstos no estudo;

→as características dimensionais e de massa (massa suspensa, dos bogies e rodados) do material circulante, de rigidez e amortecimento das suspensões, o tipo de via (rails e travessas elegíveis);

→plantas e cortes verticais da zona em estudo, mostrando os edifícios proximos, a futura implantação da via, a sua fundação e túnel (se fôr o caso), a geologia do solo.

7.2 Nos concursos para fornecimento dos materiais de amortecimento, devem exigir:

→ensaio de determinação das características de rigidez e amortecimento, por ex.º segundo a DIN 53513.

7.3 Propõe-se igualmente, que as empresas gestoras e exploradoras de vias férreas, em cooperação com organismos de investigação e universidades, promovam a investigação nesta área da previsão e isolamento das vibrações, em troços de via adaptados e instrumentados. Os resultados das medições após as obras devem constituir um banco de conhecimentos experimentais.

Referências

[1] Valerio P., Schiappa T., Schiappa F. – Previsão do Ruído Emitido no Interior de Edifícios pela sua Vibração Estrutural, Devida a Fontes de Vibração Próximas. Caso de Estudo – in Acústica 2024. Faro. Setº de 2024.

[2] Schiappa, F. - Procedimento de Ensaio: Isolamento de Vibrações geradas por Combóios. Materiais Visco Elásticos usados sob as Vias. Ensaios para a Determinação das suas Características de Elasticidade e Amortecimento. – in Acústica 2024. Faro. Setº de 2024.

[3] Rao, S.– Mechanical Vibrations. Addison Wesley. 1995. Fourth ed., (pg. 596).

[4] A. C. Costa, F. Ribeiro, J. B. Serra - Obra Especial 3 – Túnel sob os Edifícios da av.º D. Carlos I n.ºs 42 e 44. Análise Numérica … para Caracterização das Vibrações Induzidas nos Edifícios pela Circulação das Composições [do ML]. LNEC, Março de 2022.

[5] Oliveira Costa, C., Schiappa de Azevedo, F. et al. - Elementos de Sistemas e de Análise e Processamento de Sinais – LNEC, 1991.

[6] ISO 4866, de 1990 (E) – Vibrações Mecânicas e Choques – Vibrações em Construções – Princípios para a Medição das Vibrações e Avaliação dos seus Efeitos nas Construções.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

BASE DE DATOS DE DOMINIO PÚBLICO DE MEDICIONES DE AISLAMIENTO ACÚSTICO DE FACHADAS

Luis Carrero[1], Daniel de la Prida[2], María Ángeles Navacerrada[2], Antonio Pedrero[2]

[1] Universidad Politécnica de Madrid
{e-mail: arquilav.arquitectura@upm.es}
[2] Grupo de Investigación en Acústica Arquitectónica, Universidad Politécnica de Madrid
{e-mail: daniel.prida@upm.es; mdelosangeles.navacerrada@upm.es; antonio.pedrero@upm.es }

Resumen

El Laboratorio de Acústica y Vibraciones de la Universidad Politécnica de Madrid (Arquilav) ha realizado a lo largo de los años una gran cantidad de mediciones de aislamiento acústico de fachadas de diversos tipos de estancias, con características muy variadas en cuanto a la composición del hueco, del tipo de parte ciega, así como de las dimensiones de los recintos. En esta comunicación se presenta de manera descriptiva una base de datos que contiene datos de aislamiento acústico de fachada de miles de recintos, así como de sus tiempos de reverberación y otras características constructivas, que puede ser de utilidad para otras investigaciones. Esta base de datos se pondrá a disposición de la comunidad investigadora en un repositorio público abierto.

Palabras clave: base de datos, aislamiento acústico, fachadas, tiempo de reverberación, ciencia abierta.

Abstract

The Laboratory for Acoustics and Vibrations of the Technical University of Madrid (Arquilav) has carried out over the years a large number of measurements of sound insulation of facades of various types of rooms, with very diverse features, in terms of the structure of the opening, the blind part as well as the dimensions of the enclosures. In this paper we present a descriptive database containing façade sound insulation data for thousands of rooms, as well as their reverberation times and other construction properties, which may be useful for further investigations. This database will be made available to the research community in an open public repository.

Keywords: database, sound insulation, façades, reverberation time, open science.

PACS nº. 43.55.Rg, 43.55.Nd

1 Introducción

La ciencia abierta es fundamental para el avance del conocimiento y la innovación, promoviendo la transparencia, accesibilidad y colaboración en la investigación científica. Al compartir datos, metodologías y resultados de forma abierta, los científicos pueden replicar estudios, verificar hallazgos y construir sobre el trabajo de otros, acelerando el progreso científico. Además, la ciencia abierta

democratiza el acceso a la información, permitiendo que investigadores de todo el mundo, independientemente de su afiliación o recursos, puedan contribuir y beneficiarse del conocimiento global.
Siguiendo esta filosofía, en esta comunicación se presentan dos bases de datos de dominio público que contienen datos de aislamiento acústico de fachadas, así como de sus tiempos de reverberación, de miles de recintos ubicados en edificios de uso residencial en diferentes ciudades españolas. Además de los parámetros acústicos relevantes, las bases de datos incluyen información detallada de los recintos analizados y de las características de sus fachadas.
Los datos se obtuvieron a partir de mediciones según los criterios de la norma *ISO 140–5:1998. Acoustics – Measurement of sound insulation in buildings and of building elements. Part 5: field measurements of airborne sound insulation of façade elements and façades* [1] para el aislamiento acústico de las fachadas, y de la norma *ISO 3382-2:2008 Acoustics — Measurement of room acoustic parameters. Part 2: Reverberation time in ordinary rooms* [2] para los tiempos de reverberación. A lo largo de este documento se expondrá el contenido de ambas BBDD, así como una breve descripción de las características de los recintos estudiados, y de los procedimientos de medida utilizados. Las dos bases de datos están correlacionadas y pertenecen a los mismos recintos, de tal manera que todos los recintos tienen datos de aislamiento acústico de fachada y de los tiempos de reverberación.
Toda la información estará disponible en *Zenodo*, un repositorio público de la Unión Europea donde se almacenan datos de investigación, publicaciones académicas y otros tipos de información del ámbito científico.

2 BBDD Aislamiento acústico de fachadas

2.1 Descripción de la muestra

La muestra consta de los resultados de un total de 8483 mediciones de aislamiento acústico de fachadas efectuadas en recintos de uso residencial con diferentes características constructivas, las cuales están especificadas en las tablas. Las fachadas medidas tienen asociadas características relevantes que pueden ser útiles para futuros estudios, como el tipo de vidrio y las características de la carpintería, el tipo de parte ciega, así como las áreas de fachada y de hueco. Las distintas características se asocian con un código numérico para hacer más sencillo su posterior filtrado.
En cuanto al tipo de recintos evaluados, un 63 % son dormitorios, un 34 % son salones o salas de estar y el 2 % restante se corresponde con recintos de otros usos.
La base de datos contiene una gran variedad de tipos de cerramiento del hueco que incluye ventanas y balconeras, dobles y sencillas, algunas de las cuales se complementan con cerramientos de terraza. La Figura 1 muestra la distribución de las diferentes tipologías de cerramiento del hueco que se incluyen en esta muestra. También se detalla, por su influencia en el aislamiento acústico obtenido, el tipo de practicabilidad de los cerramientos del hueco (corredera, batiente, oscilobatiente, etc.). En el caso de elementos dobles se especifica la practicabilidad de cada uno de los elementos involucrados, así como la distancia entre ellos.
Todo lo anterior hace que los recintos analizados presenten un amplio rango en cuanto a los niveles de aislamiento acústico que poseen, que abarca valores de $D_{ls,2m,nTw}$ entre 15 y 60 dB, estos últimos correspondientes a elementos dobles a las que se les añaden cerramientos de terraza. La distribución de valores de $D_{ls,2m,nTw}$ se muestra en la Figura 2.

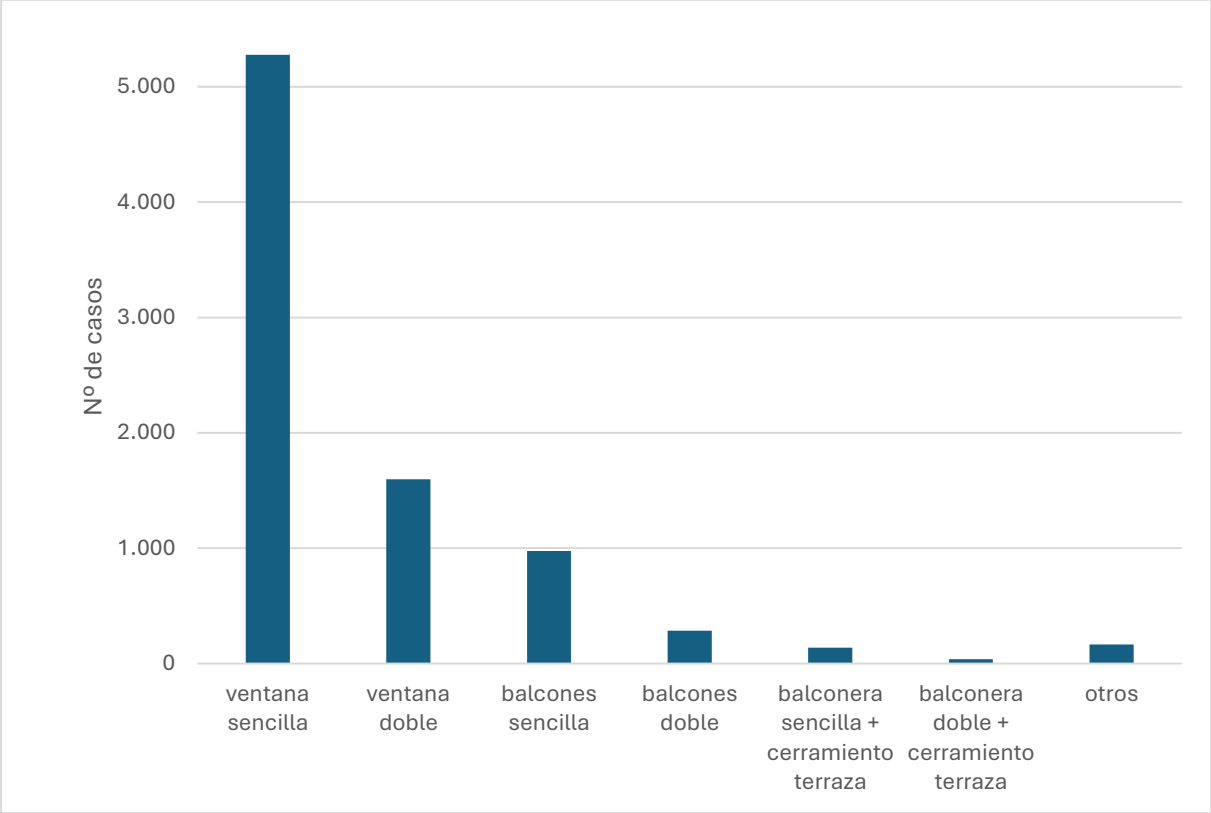


Figura 1 – Tipos de cerramiento del hueco.

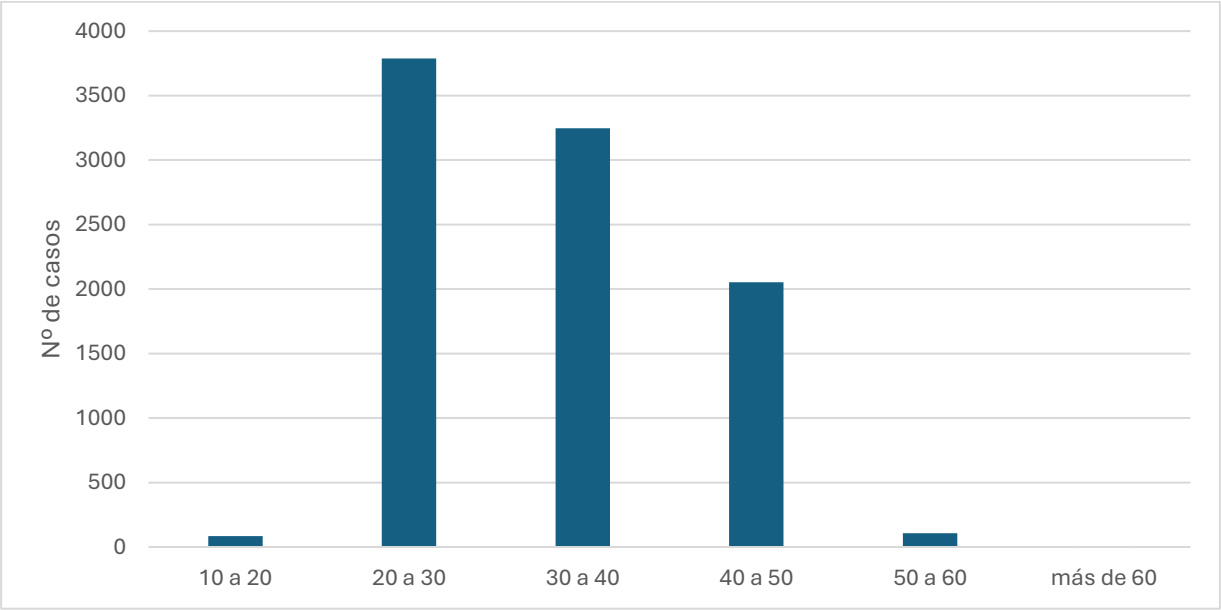


Figura 2 – Distribución de los valores de $D_{ls,2m,nTw}$ (dB)

2.2 Procedimiento de medida

Para medir el aislamiento acústico de fachada se utilizó el método global del altavoz recogido en la norma *ISO 140 –5:1998. Acoustics – Measurement of sound insulation in buildings and of building elements. Part 5: field measurements of airborne sound insulation of façade elements and façades*. Aunque esta norma está anulada, este método es equivalente al de la norma en vigor, ISO 16283-3 cuando se usan posiciones de micrófono discretas. El método global de altavoz, tal y como su nombre indica, utiliza un altavoz como fuente sonora, que se ubica en el exterior, con un ángulo de 45±5º respecto a la muestra y cuya directividad debe asegurar que las diferencias locales de nivel de presión sonora medidas en campo libre sobre una superficie del mismo tamaño y orientación que la superficie a ensayar, sean inferiores a 5 dB en todas las bandas de frecuencia de interés.
El nivel en el exterior se determina colocando un micrófono a 2 metros de la fachada a 1,5 m de altura sobre el suelo del local receptor. El nivel en la sala receptora es el promedio energético del nivel de presión sonora medido en 5 posiciones distintas, distribuidas a lo largo del recinto siguiendo los criterios establecidos en la norma de ensayo.
El equipo de medida cumplía los criterios de la clase 1 de la norma IEC 61672 y su sensibilidad fue comprobada previa y posteriormente a las mediciones.
Todas las mediciones se efectuaron con los elementos del cerramiento del hueco cerrados y las persianas (cuando las había) totalmente replegadas.

2.3 Datos aportados

La base de datos de aislamiento de fachadas contiene los valores del $D_{ls,2m,nT}$ en tercios de octava de 100 Hz a 5000 Hz y los de $D_{ls,2m,nTw}$ de 8483 fachadas medidas según la norma ISO140-5. Además, se aportan los valores del promedio del nivel sonoro en el exterior, L1, el nivel sonoro en el interior una vez corregido por el ruido residual, L2, y los valores de tiempo de reverberación en la sala receptora, T2, todos ellos en bandas de 1/3 de octava.
A su vez, en las tablas de fachada se encuentran las características de cada recinto medido y de todos los elementos que componen la fachada (Tabla 1). Se ha implementado un código numérico para la gran mayoría de características para facilitar su posterior filtrado y procesado. La leyenda para identificar los atributos en función del código asociado se aporta tanto en español como en inglés.

3 BBDD Tiempos de reverberación

3.1 3.1 Descripción de la muestra

Tal y como se ha indicado anteriormente, los datos de tiempo de reverberación de los recintos estudiados se presentan de forma separada en una base de datos independiente de la de aislamiento de fachada. Dicha base de datos contiene tiene una muestra de valores del tiempo de reverberación T20 de 8483 recintos, medidos en bandas de 1/3 de octava con frecuencias centrales entre 100 Hz y 5000 Hz. Además, se aporta el dato del valor único del tiempo de reverberación a frecuencias medias, T_{med}, calculado según el procedimiento de la norma ISO 3382 – Parte 1 [3] como el promedio de las bandas de frecuencia comprendidas entre 400 Hz y 1250 Hz.
Los recintos son de uso residencial y en su mayoría están amueblados. Solo 63 de las salas evaluadas se encontraban vacías. La distribución de volúmenes se muestra en la Figura 4, donde se aprecia que más de la mitad de las salas se encuentran en un rango de volúmenes entre 20 y 40 m^3. En cuanto a los

tiempos de reverberación, tal y como se aprecia en la Figura 3, la mayoría de los recintos presenta valores de T_{med} entre 0,25 y 0,5 s.

Tabla 1 – Datos adicionales aportados en la BBDD de aislamiento de fachada

Datos del edificio	Tipo	Residencial público	
		Residencial privado	
		Otros	
	Año de construcción		
Datos del recinto	Uso	Dormitorio	
		Salón	
		Otros	
	Descripción del recinto		
	Volumen		
	Área de fachada		
	Área de hueco		
	Terraza	Sí	Con antepecho de obra
			Sin antepecho de obra
		No	
	Amueblamiento	Amueblado	
		Vacío	
Datos de la parte ciega	Descripción de la parte ciega		
Datos del cerramiento del hueco	Tipo de cerramiento	Ventana sencilla	
		Ventana doble	
		Balconera sencilla	
		Balconera doble	
		Balconera sencilla + cerramiento de terraza	
		Balconera doble + cerramiento de terraza	
		Otros	
	Elementos exterior e interior	Tipo de vidrio y espesor	
		Tipo de carpintería	
		Practicabilidad	
	Elementos adicionales (si los hay)	Contraventana (tipo)	
		Capialzado (tipo y situación)	

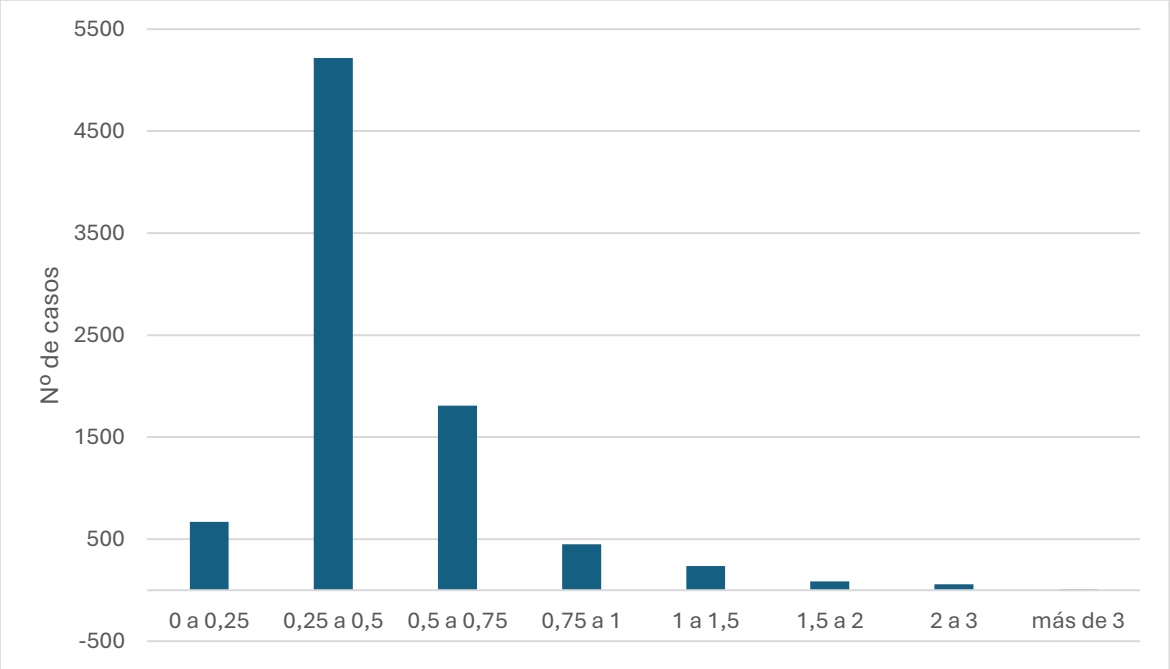


Figura 3 – Distribución de tiempos de reverberación medidos en segundos

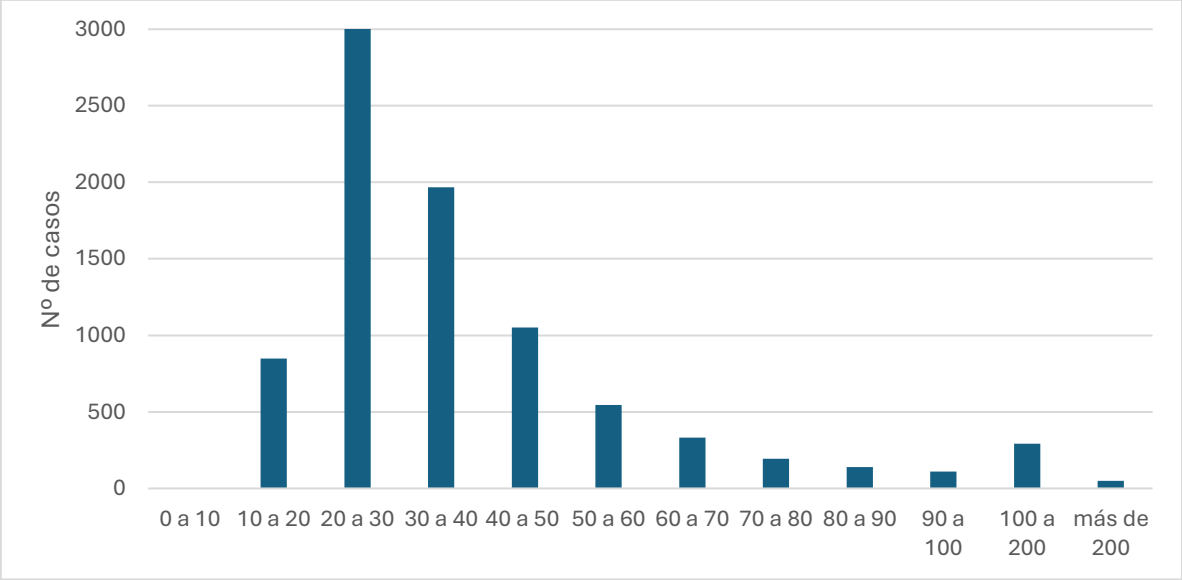


Figura 4 – Distribución de la muestra en rango de volúmenes del recinto en metros cúbicos

3.2 Procedimiento de medida

El tiempo de reverberación se ha medido mediante el procedimiento de la norma *ISO 3382-2:2008 Acoustics — Measurement of room acoustic parameters. Part 2: Reverberation time in ordinary rooms*, utilizando el método del ruido interrumpido. El número de decrecimientos del nivel sonoro obtenidos para el cálculo del tiempo de reverberación de la sala ha sido 6, lo que corresponde con un grado de

precisión de Ingeniería. Se ha aplicado la metodología propuesta en dicha norma para los casos en los que el resultado se utiliza para un término de corrección en otras mediciones, por lo que se ha dispuesto una única posición de la fuente sonora y 3 posiciones de micrófono, en cada posición de micrófono se miden 2 repeticiones. Para cada uno de los decaimientos se calculan los valores de T_{20} (medición del tiempo de reverberación extrapolado por el decaimiento en 20 dB del nivel de presión sonora) en bandas de 1/3 de octava. Con todas las mediciones efectuadas en un recinto se realiza un promedio aritmético de los valores en cada tercio de octava entre 100 Hz y 5000 Hz.

3.3 Datos aportados

En las tablas de aislamiento acústico de fachada se aportan datos de tiempos de reverberación en tercios de octava. A su vez, se aportarán los datos del edificio y el recinto medido, incluyendo el volumen del mismo y si está amueblado o no.

4 Conclusiones

En esta comunicación se han presentado dos bases de datos de mediciones de aislamiento acústico de fachada y de tiempos de reverberación con más de 8000 fachadas medidas. Las tablas se componen de los resultados de mediciones de aislamiento acústico de fachada siguiendo la norma ISO140-5, donde se encuentran datos $D_{ls,2m,nT}$ en tercios de octava y $D_{ls,2m,nTw}$, y medidas de tiempo de reverberación siguiendo la norma ISO 3382-2. Todas las tablas de los distintos tipos de datos están correlacionadas, de tal manera que, de cada fachada, se tiene la información de la propia fachada (si presenta terraza, si presenta ventana, tipo de vidrio, tipo de carpintería, etc.) y datos de $D_{ls,2m,nT,}$ $D_{ls,2m,nTw}$, L1, L2 y T_{20}.
Estas bases de datos, que se pondrán a disposición pública en *Zenodo*, se espera que contribuya a la comunidad científica para futuros estudios y a la investigación colaborativa. Se pretende aplicar el método de ciencia abierta y fomentar su uso dentro de la comunidad. De esta manera, investigadores o grupos que no tengan acceso a este tipo de datos puedan utilizarlos y aportar conocimiento.

5 Referencias

[1] ISO 140–5:1998. Acoustics – Measurement of sound insulation in buildings and of building elements. Part 5: field measurements of airborne sound insulation of façade elements and façades.
[2] ISO 3382-2:2008 Acoustics — Measurement of room acoustic parameters. Part 2: Reverberation time in ordinary rooms.
[3] ISO 3382-1:2009 Acoustics — Measurement of room acoustic parameters. Part 1: Performance spaces.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

VARIABILITY ON THE PREDICTION OF VIBRATION LEVELS IN BUILDINGS NEAR RAILWAY LINES USING EXPERIMENTAL MEASUREMENTS AS INPUT PARAMETER

Soares, Paulo[1,2]; Alves Costa, Pedro[2]; Arcos, Robert[3]; Godinho, Luís[4]

[1]Amplitude Acoustics
Maia, Portugal
{paulo.soares@amplitude-ac.eu}
[2]Construct-FEUP
Faculty of Engineering, University of Porto, Porto, Portugal
{pmbcosta@reit.up.pt}
[3]Acoustical and Mechanical Engineering Laboratory (LEAM)
Universitat Politécnica de Catalunya (UPC), Terrassa (Barcelona), Spain
{robert.arcos@upc.edu}
[4]Department of Civil Engineering
University of Coimbra,Coimbra, Portugal
{lgodinho@dec.uc.pt}

Abstract

Railway-induced ground-borne vibrations pose significant challenges particularly on highly densified urban areas, where the proximity of noise and vibration sources causes discomfort for the inhabitants, as well as devaluing their property.

Traditional methods of vibration assessment, relying solely on either numerical models or experimental data, often unable to provide comprehensive and accurate predictions of the induced vibrations. In this work a hybrid methodology is used to estimate the vibrations induced on a receiver.

Since the methodology depends on the measurements taken on site, the existence of variability, for example between different measurements and resulting from uncertainty in soil characterisation, could affect the accuracy of the hybrid method's predictions. Sensitivity studies of the method were carried out, taking into account different measurements as input parameters and different soil mechanical properties for the numerical models developed. There were used properties driven from different geotechnical tests, including SASW and Cross-Hole tests.

Results indicate that the hybrid methodology provides reliable predictions of dynamic responses, even when are considered slightly different soil mechanical on the numerical part of the model. The methodology robustness is crucial for practical engineering applications, ensuring accurate vibration predictions, contributing to healthier and more sustainable urban infrastructure development.

Resumo

As vibrações induzidas pelo tráfego ferroviário configuram um grande problema, especialmente em áreas urbanas altamente densificadas. A elevada proximidade entre fonte e recetor agrava a problemática, causando desconforto aos habitantes e ocupantes dos edifícios, bem como a sua desvalorização imobiliária. As metodologias convencionas de avaliação de vibrações, que se baseiam normalmente em modelos numéricos não conseguem, na grande maioria dos casos, prever eficazmente e de forma precisa as vibrações induzidas aos edifícios. Neste trabalho é utilizada uma metodologia híbrida para determinação precisa dos níveis de vibração induzidos num recetor.

Uma vez que a metodologia depende de um conjunto de medições realizadas no local, a existência de variabilidade, por exemplo, entre diferentes medições e resultante das incertezas que advém da caracterização do solo, podem afetar a precisão do método híbrido. Neste sentido, foram realizados alguns estudos de sensibilidade do método, tendo em conta diferentes medições como parâmetros de entrada e diferentes propriedades mecânicas do solo para os modelos numéricos desenvolvidos. Foram utilizadas propriedades obtidas através de diferentes ensaios geotécnicos, incluindo ensaios SASW e *Cross-Hole*.

Os resultados indicam que a metodologia híbrida é capaz de prever a respostas dinâmica do recetor, de forma precisa, mesmo quando são consideradas propriedades mecânicas do solo ligeiramente diferentes em diferentes modelos. A robustez da metodologia é crucial para garantir a sua aplicação prática, garantindo a precisão das previsões do modelo e contribuindo para o desenvolvimento urbano de forma saudável e sustentável.

Keywords: Vibration prediction, Variability Study, Uncertainty Assessment, Railway

PACS no. 43.40.-r; 43.40.Sk; 43.28.Js

1. Introduction

The acceleration of the energy transition and the decarbonisation of the economy has boosted investment in railways around the world. The desire to meet global environmental targets has led to a real modal transition in railways.

The existence of increasingly consolidated urban environments, with a growing number of inhabitants, has brought the problem of vibrations induced by railway traffic in urban environments to the fore.

If, on the one hand, there is a growing demand for transport, leading to an increase in frequencies, with more vehicles circulating, we have a greater number of buildings in the vicinity of railway lines, with light and heavy traffic.

The problem of propagating vibrations generated by railway traffic to buildings is extremely complex, and its prediction is associated with high levels of uncertainty. Conventional methods have a very deterministic nature and are therefore highly susceptible to the properties considered. For example, one of the sources of uncertainty is related to the correct characterisation of the mechanical properties of the soil[1], and its characterisation throughout the domain of interest, which is often assumed to be invariant.

Recently, new ways of approaching the problem have emerged, with the reduction of uncertainties in the predicted values, as is the case with hybrid methods. A hybrid experimental/numerical methodology, was initially developed by Arcos[2]. This methodology combines experimental measurements, carried out on the site of the building prior to its construction, with numerical models to evaluate railway-induced vibrations. In addition to predictive studies, this type of methodology allows designers to evaluate the performance of different types of mitigation measures, either on the road or in buildings[3], enabling the project owner to make an informed choice with a high cost-benefit ratio.

Along the work, the influence of soil characterization and the initial experimental measurements on the accuracy of the hybrid method is studied, considering the mechanical properties of the soil in the numerical models, which are slightly different for different calculations.

2. Methodology

The determination of vibration levels in structures is achieved using a hybrid experimental/numerical methodology initially developed and introduced by Arcos[4]. The hybrid methodology combines experimental measurements with a numerical model to accurately assess railway-induced ground-borne vibrations.

This methodology is divided into three steps.

Step 1. To perform the experimental measurements of the vibration induced at the ground surface, in a set of collocations points, previously chosen where the building structure will be constructed.

Step 2. To determine the virtual forces, taking into account the measured response at the collocation points, transforming them from space-time domain into displacements in the frequency domain, collected in the vector $\mathbf{U}_c$. From those displacements, the virtual forces, $\mathbf{F}_v$, can be computed, according to Eq. (1).

$$\mathbf{F}_v = \mathbf{H}_{cf}^{-1}\mathbf{U}_c \tag{1}$$

The $\mathbf{H}_{cf}^{-1}$ is a square receptance matrix that relates the virtual forces and the collocation points response obtained with a local subsoil model that considers only the ground

Step 3. Computation of the building/soil system response according to Eq. (2).

$$\mathbf{U}_b = \mathbf{H}_{bf}\mathbf{F}_v \quad (2)$$

where $\mathbf{U}_b$ represents the response of a set of evaluation points placed in the building/soil model and $\mathbf{H}_{bf}$ is the receptance matrix that relates the virtual forces and the evaluation points response. The $\mathbf{H}_{bf}$ matrix is obtained using the building-soil theoretical model specifically developed for each case study.

3. Variability study

3.1. Soil Mechanical Properties

The constitution of soils is very diverse and heterogeneous, were they not the result of natural phenomena. For this reason, the mechanical properties of soils vary widely, sometimes even over a short geographical range.

The geotechnical reality is usually relatively complex, and in many cases, there are significant heterogeneities in the massif, which increase the difficulty of correctly characterizing the soil in the area surrounding the building. Discrete or very localised tests characterize the test area well, without providing information on the whole area under study.

Multiple tests of different types and with a certain spatial distribution were carried out in the loaded experimental field, allowing a better understanding of the local variability of the massif's properties. SASW tests were carried out, which provide a more global characterisation of the massif, and Cross-Hole tests, which provide a more localised characterisation. In the basic modelling solution, the mechanical characteristics of the soil corresponding to the Cross-Hole 2 test were used throughout this work, simply because this test was carried out closer to the site under study.

The variability in the numerical prediction of the hybrid method, which comes from the consideration of the different geotechnical profiles determined by the four geophysical tests carried out on site, was studied.

The mechanical properties of the soil, for each one of the different geotechnical profiles are presented on Figure 1.

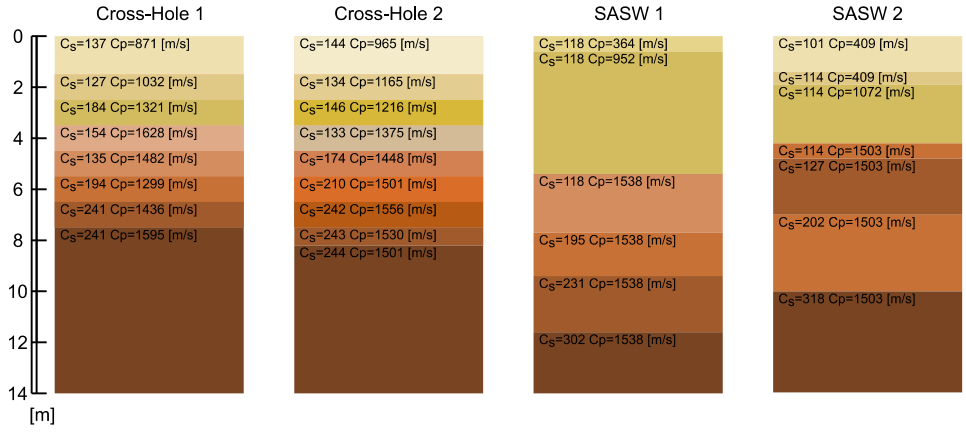


Figure 1 - Comparison of soil mechanical properties obtained through Cross-hole and SASW tests carried out on site,[5].

The variability in the numerical prediction of the hybrid method, which comes from taking into account the different geotechnical profiles determined by the four geophysical tests carried out on site, was studied. Comparing the different displacement curves with the experimental curves, as well as

comparing the relative difference between the numerical curves, will allow conclusions to be drawn as to the influence that this consideration may have on the dynamic response calculated using the hybrid method.

The global dynamic soil-foundation-structure system considered for this study is presented in Figure 2. The evaluation point considered is located on top of the steel structure.

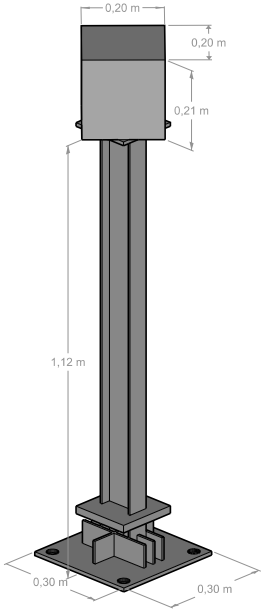


Figure 2 - Three-dimensional schematic representation of the structure.

The numerical dynamic response curves obtained using the hybrid method for each of the geotechnical scenarios mentioned are shown in Figure 3.

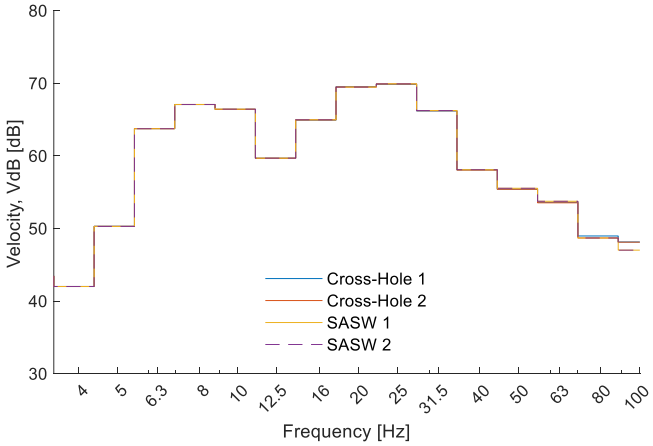


Figure 3 - Prediction curves obtained using the Hybrid Method, considering the four geotechnical profiles.

The comparative analysis between the numerical curves obtained for each geotechnical scenario and the experimental curve in the figure shows the method's ability to provide accurate results, despite the fact that different geotechnical profiles were considered in the soil sub-models. This ability of the method is of great importance, since the accuracy of the results obtained is guaranteed even if there is a variation in the characterization of the soil's mechanical properties in relation to its real properties.

The deterministic nature of conventional numerical approaches is highly sensitive to soil properties, and therefore significantly influenced by their variation; in contrast, the hybrid method allows accurate results to be obtained even with variations in the soil's mechanical properties. This property is due to the fact that the virtual forces are determined for each of the different cases so that the same energy is introduced into the domain of the virtual forces, matching the initial excitation measured at the collocation points.

3.2. Measured Vibration Field

The other variability factor is related to the vibration field measured on site and used as an input parameter in the hybrid method for determining virtual forces. Since the building will be subjected to a wide range of demands, different trains, different loads, different speeds and directions of traffic and different routes, it is important to study induced vibrations for all types of traffic.

The Figure 4 shows the 95% probabilistic confidence interval, the mean curve of the predictions and the reference experimental vertical speed curves.

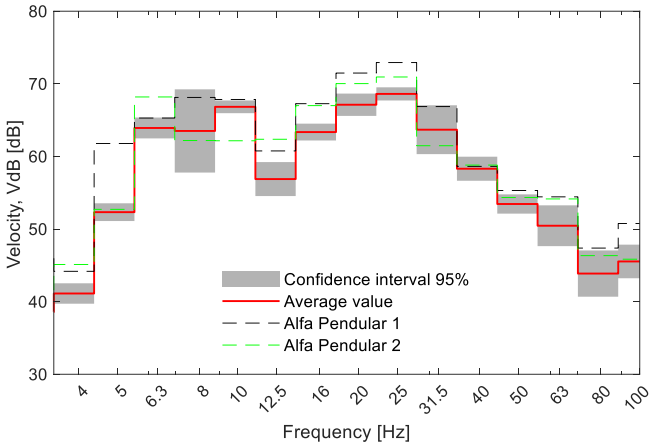


Figure 4 - Representation of the 95% confidence interval and the average numerical curve, as well as the two experimental records evaluated at the top of the structure.

The different numerical curves that give rise to the average curve and the respective confidence interval were calculated considering the five experimental measurements in free-field conditions (before construction), regarding the passage of five Alfa Pendulares with speeds of 212±8 km/h, in the direction of Porto.

Analysing the results obtained allows us to state with a greater degree of certainty the predictive capacity of the hybrid method, with the envelope of the confidence interval providing an additional guarantee of the accuracy of the dynamic response of the structure obtained through the hybrid method. Obtaining multiple curves is a relatively simple numerical process, as it is enough to determine the system's stiffness matrices once, allowing for the rapid determination of the multiple dynamic responses resulting from the different sets of experimental measurements carried out before the structure was built.

4. Conclusions

In this work, there was studied the influence that the consideration of different soil properties used for the soil sub-model and the measurements taken to be used as input for the hybrid method have on the final accuracy of the vibration predictions obtained with the hybrid method.

Since the variability in the vibration levels measured at the ground surface reached a value of around 10 dB, in 1/3 octave bands, for the same type of traffic travelling in the same direction and at similar speeds, minor values of uncertainty related to the mechanical characterization, or similar model inputs could be considered. These levels of experimental variability highlight the need to obtain several prediction curves, taking into account the variation of different properties, since the deterministic nature of prediction is compromised by such variability.

The hybrid method allows several numerical prediction curves to be obtained for different stresses, quickly and with high levels of precision. Obtaining a probabilistic curve of the vibrations induced at the evaluation point, as well as its uncertainty envelope, represents a significant advance for the study of vibrations induced by railway traffic in buildings located near railway infrastructures.

The hybrid experimental/numerical methodology presented in this study offers a significant advancement in assessing and predicting railway-induced ground-borne vibrations in building structures. By integrating experimental measurements with numerical models, the methodology effectively addresses the limitations of traditional approaches, providing a more accurate and reliable analysis.

This approach has the ability to integrate diverse data sets and adapt to varying conditions, making it a valuable contribution to the field of civil engineering. It is available as a tool for the industry and engineering consultants.

Acknowledgments

This work has been financially supported by from different funding sources:

- European Union's Horizon 2020 Programme Research and Innovation action under Grant Agreement No 101012456 – In2Track3;
- Individual Grant no. SFRH/BD/148276/2019, provided by FCT;
- Base Funding - UIDB/04708/2020 and Programmatic Funding - UIDP/04708/2020 of the CONSTRUCT - Instituto de I&D em Estruturas e Construções – funded by national funds through the FCT/MCTES (PIDDAC);
- FCT / MCTES through national funds (PIDDAC) under the R&D Unit Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), under reference UIDB / 04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020), and under the Associate Laboratory Advanced Production and Intelligent Systems ARISE under reference LA/P/0112/2020.

References

[1] Lombaert, G., G. Degrande, and D. Clouteau, *The influence of the soil stratification on free field traffic-induced vibrations.* Archive of Applied Mechanics, 2001. **71**: p. 661-678.

[2] Arcos, R., A. Clot, and J. Romeu. *Dynamic representation of excitation sources on construction-induced vibration problems based on multiple harmonic loads applied on the ground*. in *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. 2017. Institute of Noise Control Engineering.

[3] Soares, P.J., et al., *Experimental and numerical study of a base-isolated building subjected to vibrations induced by railway traffic.* Engineering Structures, 2024. **316**: p. 118467.
[4] Arcos, R., Soares, P. J., Godinho, L., & Alves Costa, P. (2019, September). A hybrid methodology for the assessment of railway-induced ground-borne noise and vibration in buildings based on experimental measurement in the ground surface. In *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (Vol. 259, No. 4, pp. 5522-5533). Institute of Noise Control Engineering.
[5] Colaço, A.M.S., *Vibrações e ruído estrutural induzidos por tráfego ferroviário: modelação numérica integrada e validação experimental.* 2019.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

IMPACTO DAS VIBRAÇÕES NO AMBIENTE CONSTRUÍDO: REGULAMENTAÇÃO EFICAZ EM PORTUGAL

Paulo Soares[1], João Lázaro[1], Rui Ribeiro[1]

[1]Amplitude Acoustics
{paulo.soares@amplitude-ac.eu; joao.lazaro@amplitude-ac.eu; rui.ribeiro@amplitude-ac.eu}

Resumo

Este artigo é uma reflexão crítica que tem como objetivo trazer para a ordem do dia a discussão da temática das vibrações e do seu enquadramento regulamentar em Portugal, pelo seu impacto na saúde e bem-estar das populações e no património imobiliário. As vibrações, que são fenómenos indissociáveis do ruído carecem de normas e enquadramento específico, à semelhança do que se verifica com o descritor "ruído". Este tema ganha especial relevância com os mais recentes desenvolvimentos e projetos, designadamente a linha ferroviária de alta velocidade e a expansão das redes de metropolitano.

A revisão bibliográfica e normativa revela que, ao contrário de Portugal, um número muito significativo de países já dispõem de normas que estabelecem limites claros para as vibrações em edifícios, sendo estas essenciais ao desenvolvimento sustentável das cidades e aglomerados populacionais e ao seu correto e adequado ordenamento. Tendo por base algumas das normas internacionais, bem como as recomendações do Laboratório Nacional de Engenharia Civil (LNEC), este artigo propõe-se a discutir os limites regulamentares para vibrações, a sugerir abordagens de controlo prévio das vibrações, em fase de projeto, com a inclusão de projetos de vibrações nos processos de licenciamento.

A implementação de uma regulamentação eficaz contribuirá para a salvaguarda da saúde pública, a proteção dos edifícios e a valorização do território.

Esta reflexão crítica apresenta uma visão alternativa e complementar a todo o trabalho e conhecimento adquirido pelos mais diversos agentes, organizações e instituições, pretendendo apenas incentivar à sua discussão.

Abstract

This article is a critical reflection that aims to bring the discussion of the topic of vibrations and their regulatory framework in Portugal to the forefront, due to their impact on the health and well-being of populations as well as on real estate assets. Vibrations, which are phenomena inherently linked to noise, lack specific standards and regulations, similar to what is observed with the descriptor "noise". This issue gains particular relevance with the latest developments and projects, namely the high-speed rail line and the expansion of metro networks.

The literature and regulatory review reveal that, unlike Portugal, a significant number of countries already have standards that establish clear limits for vibrations in buildings. These are essential for the sustainable development of cities and populated areas, as well as their proper and appropriate planning.

Based on some international standards and recommendations from the National Laboratory for Civil Engineering (LNEC), this article proposes to discuss need to have regulatory limits for vibrations, to suggest prior control approaches for vibrations at the project stage, including the incorporation of vibration projects in the licensing processes.

The implementation of effective regulation will contribute to safeguarding public health, protecting buildings, and enhancing the value of the territory.

This critical reflection presents an alternative and complementary view to all the work and knowledge acquired by the various agents, organizations, and institutions, aiming solely to encourage its discussion.

Palavras-chave: vibrações, planeamento urbano, legislação, controlo prévio.

PACS no. 43.40.-r, 43.40.Ng, 43.40.Yq, 43.15.+s

1 Introdução

O Regulamento Geral do Ruído apresenta-se como um diploma que visa a salvaguarda da saúde humana e o bem-estar das populações. No entanto, esta peça legislativa atende apenas à regulamentação do ruído, sendo omissa quanto à temática das vibrações. As vibrações e o ruído são fenómenos indissociáveis, e a sua relação "causa-efeito" é sobejamente conhecida, seja enquanto mecanismo essencial na geração sonora (ex: membrana altifalante), seja a vibração de uma parede ou superfície e a consequente radiação de ruído, normalmente designado re-radiado ou estrutural.

Atualmente, em Portugal, não existe ainda qualquer obrigação legal de cumprimento normativo relativo às vibrações que não sejam decorrentes de explosões e que não induzam dano no edificado, mesmo que causem incomodidade aos ocupantes das infraestruturas afetadas. A temática das vibrações e da necessidade da sua regulamentação tem ganho cada vez mais importância devido ao planeamento e construção de novas infraestruturas estruturantes e estruturadoras que são, por norma, fontes geradoras de vibrações muito significativas. Esta circunstância impacta não só o edificado construído como condicionará usos futuros do território.

No âmbito ferroviário, destaca-se o projeto de construção do primeiro troço da linha de alta velocidade e os projetos de expansão das redes de metropolitano do Porto e de Lisboa. O planeamento e construção de novas linhas ferroviárias, em meios urbanos altamente consolidados, tem como consequência o agravamento do risco de vibrações induzidas aos edifícios, devido à sua proximidade à fonte geradora de vibrações. O mesmo se coloca quando um novo edifício é construído nas imediações de uma infraestrutura existente.

De uma forma sistemática, pode segmentar-se o problema das vibrações nos seus três domínios essenciais:

- a fonte, onde são geradas as vibrações;
- o caminho de propagação, meio onde são propagadas as ondas elásticas;
- o recetor.

Os mecanismos de excitação na fonte, designadamente a interação veículo-via, são os principais responsáveis pela geração de forças de interação dinâmicas que desencadeiam o processo de geração e

transmissão de vibrações à envolvente. O estado dos rodados do material circulante, bem como dos carris, são parte essencial e com grande preponderância no fenómeno. Sempre que existam estudos prospetivos de vibrações devem, em fase de exploração, ser garantidos níveis de manutenção da via e do material circulante, de acordo com os pressupostos do projeto.
As caraterísticas do meio influenciam significativamente a propagação das vibrações, podendo existir, localmente, efeitos que as amplifiquem.
Ao nível do recetor, o tipo de fundação do edifício, a solução estrutural, a dimensão em planta e em altura, são alguns dos fatores preponderantes que terão efeito sobre o nível de vibração percecionado pelos ocupantes dos edifícios.

As soluções estruturais do edificado impactam significativamente os níveis de vibração no interior dos mesmos. A mudança no paradigma da construção, designadamente a adoção de novas metodologias e soluções construtivas, tais como a construção modular, construção em LSF, ou outras, agravará a problemáticas das vibrações induzidas nos edifícios. Para além dos múltiplos fatores físicos e caraterísticas do edificado, há ainda que ter em linha de conta as questões associadas à diferente perceção e tolerância dos recetores (seres humanos).

Existe um consenso científico generalizado sobre o limiar da perceção das vibrações, abaixo do qual não é expectável a perceção das vibrações. A curva que traduz o limiar, de acordo com a ISO 2631-2:1989, é apresentada na Figura 1.

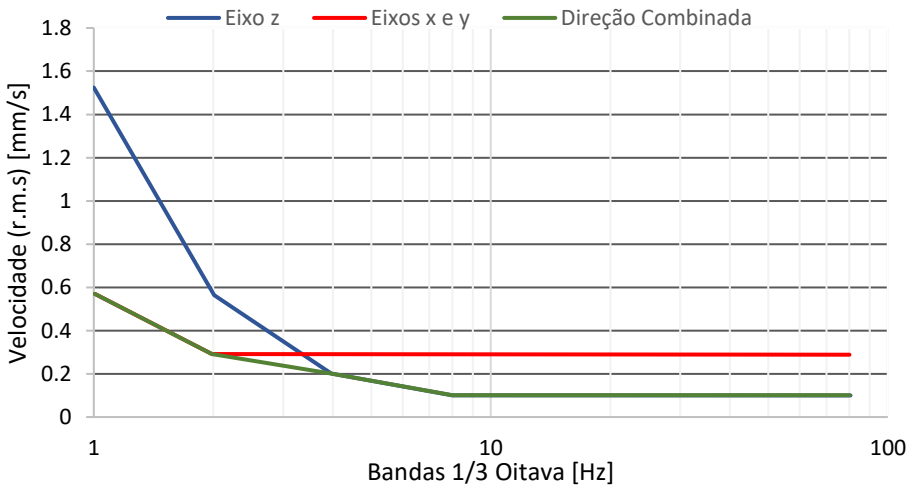


Figura 1 – Curvas de vibração, expressas em velocidade, para as diferentes direções e o respetivo resultado combinado (adaptado [1])

Para além da incomodidade causada pelas vibrações, a exposição prolongada pode desencadear diversos problemas de saúde [2 - 4]. As consequências do fenómeno de indução de vibrações aos edifícios vão além da incomodidade e dos possíveis problemas de saúde dos ocupantes, podendo mesmo causar potencias perdas financeiras, devido à desvalorização patrimonial dos edifícios afetados, traduzindo-se em avultadas perdas económicas [5].

O paralelismo com o RGR, leva a equacionar a existência de uma abordagem similar e de um descritor de vibrações, como é o caso, por exemplo, do L_{den}, ou outros parâmetros associados à caraterística transiente da excitação. Todavia, o objetivo deste artigo não passa por aprofundar as questões associadas

à definição de indicadores ou até procedimentos de previsão ou medição que justifiquem uma análise dedicada e aprofundada per si.
Ao invés, pretende-se realçar que a regularização das vibrações permitiria limitar os níveis vibratórios da infraestrutura a instalar em função do estado vibratório atual, em fase de licenciamento. O mesmo se verifica no caso oposto, isto é, quando existe a intenção de instalar um edifico (recetor sensível) numa zona onde se verifiquem níveis de vibração que sejam considerados elevados, de acordo com o descritor considerado. Nesses casos, poderá haver a necessidade de considerar medidas mitigadoras no recetor que se pretende construir (à semelhança da majoração de critérios do RGR, em situações de sobreexposição).

2 Revisão normativa

Em Portugal, conforme mencionado anteriormente, não existe, legalmente, um nível máximo de vibração que seja necessário assegurar para garantir o conforto dentro dos edifícios. Apesar de se encontrar em vigor a NP-ISO 2631-1, este documento não preconiza um limite para avaliar a incomodidade induzida por vibração decorrente de atividades humanas, como a passagem de tráfego ferroviário.

Todavia, importa referir que, apesar da lacuna identificada, o Laboratório Nacional de Engenharia Civil (LNEC) preconiza valores máximos de vibração no interior dos edifícios para avaliação da incomodidade em função dos níveis de sensibilidade do ser humano, sendo prática a adoção destes limites no caso de edifícios habitacionais e de escritórios. De acordo com o LNEC [6], conforme o indicado na Tabela 1, o valor limite para o qual a perceção humana das vibrações é nula está associado a uma velocidade de vibração efetiva no interior do edifício inferior a 0,11 mm/s.

Tabela 1 – Valores de perceção da vibração no interior dos edifícios, segundo o LNEC [5].

V_{ef} (mm/s)	Sensação
$V_{ef} < 0{,}11$	Nula
$0{,}11 < V_{ef} < 0{,}28$	Percetível, suportável para pequena duração
$0{,}28 < V_{ef} < 1{,}10$	Nítida, incómoda, podendo afetar as condições de trabalho
$V_{ef} > 1{,}10$	Muito nítida, muito incómoda, reduzindo as condições de trabalho

A nível internacional, e ao contrário do caso português, existem normas que impõe limites para os níveis de vibração no interior dos edifícios, visando o conforto dos seus utilizadores. Das normas mencionadas, podem identificar-se os seguintes exemplos:

- ISO 2631 -1:1997 “Part 1: General requirements”;
- ISO 2631 -1:1997 “Part 2: Vibration in buildings (1 Hz to 80 Hz)”;
- NS 8176.E:2005 “Vibration and shock – Measurement of vibration in buildings from landbased transport and guidance to evaluation of its effects on human beings”, norma norueguesa;
- DIN 4150-3:1999 “Structural vibration – Part 3: Effects of vibration on structures”, norma alemã;
- BS 6472-1:2008 “Guide to evaluation of human exposure to vibration in buildings – Part 1: Vibration sources other than blasting”, norma britânica;
- BS 7385-2:1993 “Evaluation and measurement for vibration in buildings – Part 2. Guide to damage levels from groundborne vibration”, norma britânica.

A norma ISO 2631, nas suas duas partes, apresenta uma abordagem com base no espectro de frequências. Os limites são definidos com base em curvas de perceção, cujos valores são definidos de

acordo com comentários adversos e queixas dos utilizadores dos edifícios [7]. A norma norueguesa NS 8176 apresenta um tratamento estatístico que limita a velocidade de vibração máxima, $V_{w,95}$, em função de 4 cenários de exposição dos edifícios de habitação [7]. A norma DIN 4150 define que o nível máximo de vibração é 0,1 (comparado a mm/s, embora o preconizado seja oficialmente adimensional) [7]. Finalmente, as normas britânicas BS 6472 e BS 7385 fornecem orientações quanto à resposta humana a vibração em edifícios e quanto à forma de avaliação e medição das vibrações induzidas nos edifícios. Poderiam ser mencionas outras normas, mas consideraram-se estas representativas das boas práticas a nível europeu, por terem em comum a avaliação de prescritor em vibração.

De forma complementar, pode fazer-se referência aos documentos FRA [8] e FTA [9]. Estes documentos orientadores dos EUA constituem-se como os mais atuais, do estado da arte, sobre a temática das vibrações. Na Tabela 2 apresentam-se os valores máximos das vibrações admissíveis no interior de edifícios residenciais, para o período diurno e noturno. Os referidos documentos enquadram os valores em in/sec contudo, para efeitos demonstrativos, esses valores foram convertidos para as unidades do Sistema Internacional.

Tabela 2 – Valores máximos de velocidade de vibração para edifícios do tipo residencial

Edifício	V_{rms} [mm/s]
Residencial (Diurno)	$V_{rms} < 0{,}20$
Residencial (Noturno)	$V_{rms} < 0{,}10$

É importante notar através da análise da Tabela 2 que, para o caso mais restritivo, correspondente ao período noturno, o valor máximo admitido no documento é comparável com os valores definidos como recomendação no documento do LNEC, anteriormente mencionado.

Importa, ainda, fazer referência ao projeto RIVAS [10], que sistematizou o conhecimento acerca das vibrações induzidas por tráfego ferroviário, procurando determinar os níveis de vibração que implicam, ou não, intervenções ou atenção especial. No caso, o valor máximo estipulado para zonas sem necessidade de intervenção, $V_{max,}$ é igual a 0.10 m/s, sendo este indicador ligeiramente mais restritivo do que os valores definidos no documento do LNEC.

Para além dos documentos normativos identificados, e uma vez que o âmbito deste artigo se foca na necessidade/pertinência de adoção de documentos regulamentares que permitam orientar os projetos de licenciamento, com vista ao cumprimento dos limites máximos, torna-se essencial fazer referência à situação de Espanha.
De acordo com o Real Decreto 1367/2007 [11], o índice de vibração é definido pelo indicador L_{aw}. Este indicador, determinado através da aceleração eficaz, a_w, no ponto de medição e com a aceleração de referência, $a_0=10^{-6}m/s^2$, permite definir um valor comparável com o máximo permitido para edifícios com princípios de utilização distintos.
Portanto, da mesma forma que se determinam valores máximos de exposição para o ruído em função da tipologia do edifício (indicadores mencionados no mesmo decreto), a regulamentação espanhola preconiza um limite máximo que o projetista/promotor, tem de cumprir.
Apresenta-se na Tabela 3 os valores limites do índice de vibração em função do uso do edifício.

Tabela 3 – Valores máximos do índice de vibração segundo o Real Decreto 1367/2007

Uso do Edifício	Índice de vibração L_{aw} [dB]
Residencial	75
Hospitalar	72
Educativo ou cultural	72

3 Discussão

De acordo com o evidenciado até ao momento, as vibrações e o ruído seguem a par, sendo fenómenos indissociáveis. Todavia, ao contrário do que acontece no caso do ruído, a temática das vibrações apresenta normas e especificações dispersas, sem que seja fácil, para quem planeia ou projeta, encontrar limites ou referências inequívocas para dimensionar soluções e salvaguardar os diferentes interesses. A dúvida persiste face a uma pergunta simples e recorrente nestes processos: Qual o critério que tenho de cumprir?
Os documentos referidos, e outros que servem de referência a países diferentes dos mencionados, apresentam formas de determinação do indicador que determina a vibração máxima permitida bastante distintos. Para além deste aspeto, a determinação da sensibilidade e perceção da vibração é distinta em função dos países, consequência de princípios culturais, dos diferentes métodos construtivos do parque habitacional de cada território, entre outros. Estes fatores tornam a comparação de limites regulamentares uma tarefa árdua e nem sempre possível, já que se tratam de grandezas de medição distintas.

Assim sendo, sugere-se para discussão a possibilidade estruturar e enquadrar as vibrações do ponto de vista do licenciamento, quer de edifícios, quer de infraestruturas que estejam sujeitas ou que se configurem como potenciais fontes de vibração, da mesma forma que se aborda as questões do ruído. Neste ponto, importa fazer referência à Portaria n.º 71-A/2024, de 27 de fevereiro, que "Identifica os elementos instrutórios dos procedimentos previstos no Regime Jurídico da Urbanização e Edificação", designadamente nomeadamente o a aliena h), do ponto 11, parte I que apontam a obrigatoriedade de "Estudo que ateste que a execução das obras de urbanização se conforma com o disposto no Regulamento Geral do Ruído, aprovado pelo Decreto-Lei n.º 9/2007, de 17 de janeiro, na sua redação atual;", o licenciamento de novos lotes implica o cumprimento dos níveis máximos de ruído. Em caso de incumprimento, o licenciamento só é concedido caso se verifique:

i. Reforço da fachada +3dB(A);
ii. Medidas excecionais;
iii. Existência de um plano de redução do ruído.

Tendo por base esta questão, a abordagem relativamente às vibrações carece de uma análise semelhante, que permita atestar a conformidade dos limites regulamentares, garantindo o conforto dos utilizadores dos edifícios e a salvaguarda dos valores patrimoniais do edificado existente e a construir.

Numa primeira fase, devem ser definidos os limites regulamentares acompanhados de indicações claras e completas quanto à forma de determinação da estimativa prospetiva, bem como a uniformização dos processos de determinação experimental destes valores.
Este passo implica a definição de um limiar de perceção que seja representativo de uma amostra significativa da população, podendo inclusive haver critérios para período diurno e noturno.

Em segundo lugar, conforme explicado, o licenciamento de edifícios e infraestruturas deveria ser acompanhado de um estudo prospetivo do estado vibratório atual, na ótica do seu licenciamento enquanto potencial emissor, recetor ou emissor/recetor. Os estudos e/ou projetos de condicionamento de vibrações deverão constar, obrigatoriamente, como uma especialidade autónoma, complementar ao projeto da obra, tendo em conta a o seu tipo, categoria e nível de relevância. A conformidade do projeto com os futuros limites regulamentares de vibrações permitirá acautelar, em fase de projeto, a possível necessidade de implementação de medidas mitigadoras para redução das vibrações induzidas ou percecionadas, garantindo-se dessa forma a salvaguarda da saúde humana e o bem-estar das populações. Desta forma, é possível prevenir e promover a implementação de medidas mitigadoras ou repensar as

plantas de ordenamento de território. Com esta metodologia seria possível evitar a criação de zonas de conflito e a desvalorização dos territórios.

Igualmente importante será a monitorização do estado vibratório, para assegurar a garantia e salvaguarda das populações e o cumprimento dos pressupostos de licenciamento das grandes infraestruturas, designadamente dos níveis de manutenção. Esta monitorização permitirá ainda identificar possíveis pontos críticos em zonas de conflito, facilitando-se, por esse meio, a identificação do caminho de ação para a sua atenuação e/ou resolução.

Apresenta-se na Figura 2 um fluxograma com uma proposta de metodologia que segue em paralelo com o que é preconizado no RGR, com o objetivo principal de beneficiar o bem-estar das populações e a sustentabilidade da construção, quer de novos edifícios, quer do edificado existente, decorrentes da construção de novas infraestruturas passíveis de induzir níveis de vibração elevados.

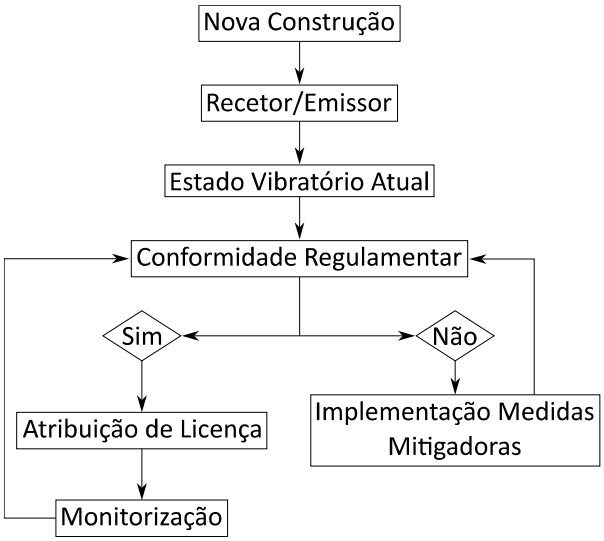


Figura 2 – Metodologia proposta para salvaguardar, em fase de projeto, a necessidade de medidas mitigadoras de vibrações

Do ponto de vista do ordenamento do território, faz sentido ter um critério tipo para valores em condição de superfície livre, verificando-se dessa forma se o lote está em situação de sobreexposição. Do ponto de vista do licenciamento, os limites devem ser sempre considerados dentro dos compartimentos do recetor sensível.
Apesar da realização de obras interiores (de escassa relevância) não necessitar de desencadear processos de licenciamento, as alterações realizadas podem agravar ou desencadear o aparecimento de um problema que anteriormente não existia.

A legislação deverá ter em conta a monitorização periódica do estado vibratório, designadamente a necessidade de garantir que não exista a sua degradação decorrente do funcionamento de equipamentos, infraestruturas ou outros.

4 Conclusões

A discussão critica da temática destaca a lacuna existente na regulamentação portuguesa relativamente às vibrações que, ao contrário do ruído, não dispõe de moldura regulamentar específica, estando os procedimentos e metodologias sujeitos a grandes variações de análise. O cumprimento de limites regulamentares é essencial para assegurar o conforto e a saúde dos ocupantes dos edifícios. A construção de grandes infraestruturas e os seus já conhecidos efeitos perniciosos, decorrentes da indução de vibrações aos edifícios, evidencia a urgência de estabelecer limites regulamentares e padronizar métodos de avaliação e previsão das vibrações.

As normas e os enquadramentos regulamentares dos diferentes países demonstram que é viável definir limites regulamentares para as vibrações, sendo por isso possível fazê-lo, também, em Portugal. A adoção de uma regulamentação abrangente e uniforme permitirá mitigar os impactos negativos das vibrações, garantindo a salvaguarda da saúde pública e a integridade do património edificado.

Assim, sugere-se:

- Definir Limites Regulamentares: Estabelecer limites de vibração baseados nos mais recentes desenvolvimentos científicos, bem como na vasta experiência de implementação prática nos restantes países, cuja experiência incorpora aspetos técnicos e financeiros;
- Definição do estado vibratório atual: Sistematizar um conjunto de metodologias que permitam padronizar a forma de avaliação e monitorização do estado vibratório atual;
- Considerar a necessidade de instrução de um projeto de "controlo de vibrações" aquando da construção de infraestruturas que possam constituir fontes de vibrações para a envolvente;
- Exigir estudos vibratórios que atestem a regularidade da operação urbanística de acordo com o "RGV-Regulamento Geral de Vibrações", tendo em conta a sua categoria.
- Monitorização Contínua: Implementar sistemas de monitorização das vibrações, em determinados períodos, para garantir que os níveis de vibração não se agravem ao longo do tempo, protegendo assim o bem-estar das populações e a integridade dos edifícios.

A adoção destas medidas permitirá uma abordagem preventiva e sistemática na gestão das vibrações, assegurando o conforto e a saúde dos ocupantes dos edifícios, além de preservar o valor patrimonial dos imóveis. Uma regulamentação eficaz e uniforme para as vibrações é fundamental para sustentar o desenvolvimento e planeamento urbano, assegurando dessa forma a qualidade de vida e bem-estar das populações.

Referências

[1] ISO 2631-2:1989. Evaluation of human exposure to whole-body vibration Parte2: Continuous and shock-induced vibration in buildings (1 to 80 Hz). International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.

[2] Yokoshima, S., Morihara, T., & Matsumoto, Y. (2023, November). Effects of Railway-induced Noise and Vibration on Sleep Disturbance in Detached Houses. In INT

[3] ER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings (Vol. 268, No. 6, pp. 2383-2389). Institute of Noise Control Engineering.

[4] Villot, M., Bailhache, S., Guigou, C., & Jean, P. (2015). Prediction of railway induced vibration and ground borne noise exposure in building and associated annoyance. In Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design (pp. 289–296). Springer Berlin Heidelberg. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-44832-8_34

[5] Waye, K. P., Smith, M. G., Hussain-Alkhateeb, L., Koopman, A., Ögren, M., Peris, E., ... & Janssen, S. (2019). Assessing the exposure-response relationship of sleep disturbance and vibration in field and laboratory settings. Environmental Pollution, 245, 558-567.

[6] Theebe, M.A.J. (2004) Planes, Trains, and Automobiles: The Impact of Traffic Noise on House Prices. The Journal of Real Estate Finance and Economics 28, 209–234.

[7] Schiappa de Azevedo, F., Patrício, J., & do Brasil, A. (2001). Vibrações Ambientes: Critérios de danos e de incomodidade. Actualidade e perspectivas futuras. Revista Técnica Acústica.

[8] UIC - International union of railways. (2017). RAILWAY INDUCED VIBRATION - State of the art report. UIC-ETF (Railway Technical Publications).

[9] Hanson, C. E., Ross, J. C., & Harris, M. (2012). High-speed ground transportation noise and vibration impact assessment. Federal Railroad Administration.

[10] Federal Transit Administration. (2018). Transit Noise and Vibration Impact Assessment Manual (Issue FTA Report No. 0123). Federal Transit Administration.

[11] REAL DECRETO 1367 (2007), de 19 de octubre, por el que se desarrolla la Ley 37/2003, de 17 de noviembre, del Ruido, en lo referente a zonificación acústica, objetivos de calidad y emisiones acústicas.

SE 7

Metamateriais Acústicos

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ESTUDIO DE LA ABSORCIÓN DEL SONIDO POR PÉRDIDAS VISCOSAS DE ARREGLOS DE CILINDROS RÍGIDOS EN UN RANGO AMPLIO DE FRECUENCIAS

Martin Alfonso Ibarias[1], Vicente Cutanda Henríquez[2], José Sánchez-Dehesa[1]

[1]Grupo de Fenómenos Ondulatorios, Departamento de Ingeniería Electrónica, Universitat Politècnica de València, Camino de vera s/n (Building 7F), ES-46022 Valencia, Spain
{maibaal1@upv.es, jsdehesa@upv.es}
[2]Centre for Acoustic-Mechanical Micro Systems, Technical University of Denmark , Ørsteds Plads, Building 352, 2800 Kgs. Lyngby, Denmark
{vcuhe@dtu.dk}

Resumen

Las propiedades absorbentes del sonido por parte de arreglos de cilindros rígidos en un medio fluido son debidas principalmente a las pérdidas por viscosidad del aire en el que están inmersos. Este trabajo utiliza teorías de homogeneización para describir este comportamiento, respaldada por simulaciones numéricas. Los arreglos se disponen primero en láminas ("slabs") que dan lugar al estudio de ondas unidimensionales, seguidos de empaquetamientos de cilindros en conjuntos aproximadamente circulares en dos dimensiones (clusters). El estudio se hace en anchos de banda de frecuencia amplios, examinando la influencia de la fracción de llenado, del grosor de la lámina, del periodo de malla y de las propiedades del medio de propagación. Para cada combinación de parámetros, se demuestra que hay una fracción de llenado óptimo donde se consigue máxima absorción. Esto se debe a dos efectos. la energía reflejada en la interfase y la energía disipada en los cuellos entre cilindros, donde las pérdidas se concentran. Los resultados proporcionan una mejor comprensión del comportamiento de materiales con una estructura similar, como los absorbentes porosos.

Palabras-clave: pérdidas viscosas, homogeneización, arreglos de cilindros, absorción sonora.

Abstract

The sound-absorbing properties of lattices of hard cylinders in a fluid are mainly a consequence of viscous losses. This work makes use of homogenization theories to describe such behavior, backed by numerical calculations. The lattices are arranged first in slabs resulting in one-dimensional wave propagation, followed by approximately circular two-dimensional clusters. The study is carried out over a broadband frequency range, examining the influence of the filling fraction, effective length, lattice period, and background medium properties. For each combination of parameters, it is shown that there is always an optimum value of the filling fraction yielding maximum absorption. This is a consequence of both the amount of energy reflected at the interface and the energy dissipated in the necks between cylinders, where losses are concentrated. These results help to better understand the behavior of materials with a similar structure, like porous absorbers.
Keywords: viscus losses, homogenization, cylinder lattice, sound absorption.

PACS no. 43.20.-f; 68.35.Iv; 66.20.Cy.

1 Introducción

El estudio de las pérdidas tanto viscosas como térmicas en la propagación del sonido se remonta varios años atrás con los primeros trabajos de Kirchhoff, Konstantinov y Legusha [1-3]. Sin embargo, fue hasta décadas después que se le dio importancia a estos efectos tanto en cristales fonónicos (PnCs) como en metamateriales acústicos (AMTs). Es así, que muchos trabajos enfocados en el diseño de dispositivos PnC para la absorción del sonido han surgido recientemente [4-14].

Debido a lo anterior, se han diseñado PnCs y AMTs más complejos que combinan el uso de múltiples estructuras que pueden ayudar a mejorar la absorción térmica y viscosa en un rango de frecuencia de banda ancha, como estructuras híbridas con corrugaciones o perforaciones periódicas [15,16], PnCs con gradiente [17-19], etc. Además, nuevas estructuras se han mejorado con el uso de técnicas de optimización en algunos de los parámetros geométricos [20-23].

Por otro lado, se ha demostrado que la absorción del sonido tanto en PnCs como AMTs se debe principalmente a pérdidas viscosas, que en la mayoría de los casos constituye entre el 80% y el 90% de las pérdidas totales visco térmicas [11, 18, 24]. Debido a esto, la absorción del sonido en PnCs y AMTs puede limitarse a analizar los efectos viscosos y la optimización de características estructurales específicas como el parámetro de red, la fracción de llenado f y la estructura cristalina.
En el límite de baja frecuencia, los parámetros acústicos efectivos (densidad de masa, módulo de compresibilidad y coeficiente de decaimiento efectivo) de distribuciones periódicas de cilindros rígidos incrustados en fluidos han sido obtenidos mediante diferentes enfoques de homogeneización [12, 25, 26]. Sin embargo, aunque estos modelos nos permiten tener una descripción explicita de la física en los PnCs y AMTs, y, además, aunque hoy en día tenemos algoritmos numéricos para optimizar algunos de los parámetros de la estructura, es importante tener reglas en la selección de parámetros clave para optimizar de forma simple la absorción del sonido en los PnCs y AMTs.

En el presente trabajo, mostramos cómo la selección del parámetro de red a_0 y viscosidad del medio afecta la absorción de sonido de banda ancha en un PnC. El estudio se realizó tanto para sistemas de PnCs de láminas como para conglomerados de PnC finito. Además, se consideró una red hexagonal isotrópica considerando la incidencia normal de una onda de presión sonora plana. En ambos casos demostramos como existe un valor de f óptimo para el cual se obtiene la máxima absorción de banda amplia, donde dicha f óptima es distinta pero cercana al valor de f correspondiente al máximo empaquetamiento.

2 Teoría

2.1. Coeficiente de decaimiento en un cristal fonónico.

En general cualquier PnC está conformado por elementos dispersores sólidos distribuidos de forma periódica formando una red de Bravais arbitraria, y a su vez, embebidos en una matriz, que en general es un fluido. Aquí estamos interesados en estudiar la energía disipada en el interior de un PnC. Para esto consideramos una onda de presión sonora del tipo $p(x) \approx e^{-\gamma_{ph}x}$ donde el coeficiente de decaimiento del sonido es γ_{ph}. Para calcular este coeficiente de atenuación seguimos el procedimiento mostrado en la Ref. [12], donde se considera que el sonido es mayormente disipado en las fronteras fluido-sólido del PnC.

En el límite de bajas frequencias $\omega \to 0$ ($\lambda \to \infty$), el siguiente resultado es obtenido para el coeficiente de decaimiento efectivo en un PnC 2D

$$\gamma_{eff}(\hat{\boldsymbol{k}}) = \frac{L_0}{2A_c c_{eff}(\hat{\boldsymbol{k}})}\sqrt{\frac{\omega\eta}{2\rho}}\frac{M(\hat{\boldsymbol{k}})}{N(\hat{\boldsymbol{k}})}, \quad (1)$$

donde $\hat{\boldsymbol{k}} = (\boldsymbol{k}/k)$ es el vector unitario en la dirección de propagación, L_0 es la circunferencia del dispersor. Además, η y ρ son el coeficiente de viscosidad dinámica y la densidad del fluido de fondo, respectivamente. A_c es el área de la celda unitaria y $M(\hat{\boldsymbol{k}})$ y $N(\hat{\boldsymbol{k}})$ son funcionales de los factores de forma en el espacio recíproco (ver Ref. [12]). Aquí, la velocidad efectiva del sonido se puede calcular según las referencias [26, 28].

Para poder usar la Ecuación (1), tenemos que satisfacer ciertos criterios de validez: el grosor de la capa límite viscosa $\delta \ll L_0$, donde $\delta = \sqrt{2\eta/(\omega\rho)}$. Además, las capas viscosas de dispersores vecinos más cercanos no deben superponerse. Para una frecuencia dada y el parámetro de red a_0, esta condición determina la fracción de llenado máxima f_{max} en la cual la fórmula es aplicable, pues el radio máximo que podemos considerar en cada dispersor se verá afectado por el tamaño de $\delta \approx 1/\sqrt{\omega}$. Para una red hexagonal de cilindros rígidos con radio R, la fracción de llenado es $f_{hex} = \frac{2\pi}{\sqrt{3}}\left(\frac{R}{a_0}\right)^2$ y en la condición de empaquetamiento compacto f_{cp}=0.9069. Es así, que para considerar el ancho de la capa viscosa en un cálculo de f_{max}, el radio máximo debe ser reemplazado por $(a_0/2) - \delta$ para un δ evaluado en la frecuencia mínima de interés.

Por otro lado, el límite de frecuencias máximas de operación está determinado por la primera brecha de frecuencias prohibidas. Para garantizar estar completamente en el límite de homogenización, usamos la regla mostrada en la Ref. [26], donde se demuestra que los parámetros homogeneizados de dispersores rígidos distribuidos en una red hexagonal son válidos para longitudes de onda mayores que $\lambda_c = 4a_0$, que se obtuvo analizando la homogenización de aglomerados de cilindros con forma externa circular.

2.2. Absorbancia en un bloque PnC homogenizado.

En el límite de homogenización, una lámina de PnC puede representarse como un medio efectivo (AMT) donde el problema de dispersión puede resolverse en una dimensión. La absorbancia viscosa en el AMT puede obtenerse a partir de simples expresiones analíticas unidimensionales (1D) para los coeficientes de transmisión y reflexión

$$R(\omega) = |r(\omega)|^2, \quad (2)$$
$$T(\omega) = |t(\omega)|^2 \quad (3)$$
$$\alpha(\omega) = 1 - R(\omega) - T(\omega) \quad (4)$$

Donde los coeficientes t y r están determinados por

$$r = \frac{\left[(\rho_{eff}c_{eff})^2 - (\rho c)^2(1+i\gamma_{eff}c_{eff}/\omega)^2\right]\left(1-e^{2L_{eff}\left(\gamma_{eff}-i\omega/c_{eff}\right)}\right)}{\left[\rho_{eff}c_{eff} - \rho c(1+i\gamma_{eff}c_{eff}/\omega)\right]^2 - \left[\rho_{eff}c_{eff} + \rho c(1+i\gamma_{eff}c_{eff}/\omega)\right]^2 e^{2L_{eff}\left(\gamma_{eff}-i\omega/c_{eff}\right)}}, \quad (5)$$

$$t = \frac{-4\rho_{eff}c_{eff}\rho c(1+i\gamma_{eff}c_{eff}/\omega)e^{L_{eff}\left(\gamma_{eff}-i\omega/c_{eff}\right)}}{\left[\rho_{eff}c_{eff} - \rho c[1+i\gamma_{eff}c_{eff}/\omega]\right]^2 - \left[\rho_{eff}c_{eff} + \rho_0 c_0(1+i\gamma_{eff}c_{eff}/\omega)\right]^2 e^{2L_{eff}\left(\gamma_{eff}-i\omega/c_{eff}\right)}}. \quad (6)$$

Como se puede ver, tanto r, t como α y dependen de la frecuencia y del coeficiente de decaimiento introducido en la Ecuación (1).

2.3. Factor de calidad Q.

Para analizar la absorción de banda ancha hacemos un promedio de la absorción viscosa en un rango de frecuencias utilizando el llamado factor de calidad de absorción Q_α^v, que condensa en un solo valor el poder absorbente en una banda de frecuencias seleccionada $\Delta\omega$,

$$Q_\alpha^v = \frac{1}{\Delta\omega}\int_{\omega_b}^{\omega_t} \alpha(\omega) d \tag{7}$$

donde ω_b y ω_t son las frecuencias inferior y superior, respectivamente, que determinan el ancho de banda $\Delta\omega = \omega_t - \omega_b$.
Con la Ecuaciones (4)-(7), podemos determinar la cantidad de absorción de baja frecuencia en diferentes parámetros que caracterizan las estructuras finitas de PnC con una reducción significativa del tiempo de CPU en comparación con simulaciones usando el Método de Elementos Finitos (FEM). La implementación FEM empleada es la del producto comercial COMSOL. Cabe destacar que, a lo largo del trabajo, se ha verificado las expresiones analíticas con cálculos de COMSOL.

2.4. Modelo para una lámina efectiva.

Para garantizar que nuestras ecuaciones son válidas, hemos realizado cálculos de COMSOL utilizando la aproximación de capa de impedancia termo viscosa (BLI) [29] en su aproximación adiabática, la cual contempla solo pérdidas viscosas.

Para poder reemplazar el sistema realista de cilindros embebidos en un medio viscoso, por un sistema de parámetros efectivos dados por las Ecuaciones (1-6) es necesario definir una longitud de bloque efectiva L_{eff}. En este caso el tamaño de este bloque estará determinado por el número de capas de cilindros y el valor de longitud de cada capa. El ancho de cada capa de cilindros está determinado por la cantidad $\sqrt{(3)}a_0/2$. En la Figura 1 podemos observar un ejemplo de como hemos realizado las simulaciones en COMSOL y como definimos un L_{eff} para realizar los cálculos analíticos para este mismo caso.

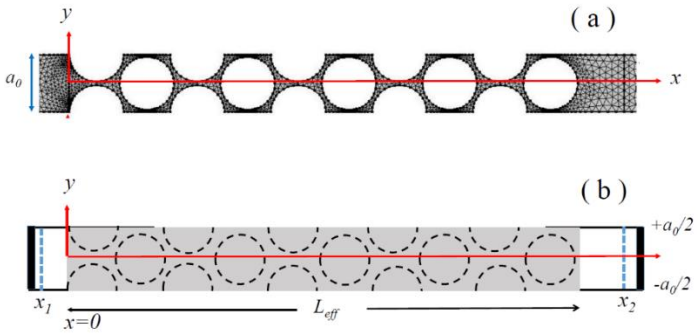


Figura 1 – (a) Ejemplo de simulación de COMSOL para estudiar la transmisión del sonido a través de una lámina de PnC compuesta por 10 capas de cilindros rígidos incrustados en aire, donde se muestra la malla. En el eje y se han aplicado condiciones de periodicidad de Floquet y la onda incide del lado izquierdo de la muestra. El sistema está delimitado al inicio y al final por condiciones PML-COMSOL. (b) Esquema de la estructura después de la homogeneización (región gris) donde se indica el L_{eff} correspondiente. Los cilindros están distribuidos en una red hexagonal con una fracción de llenado del 0.8. Las posiciones x_1 y x_2 representan las zonas de medición.

2.5. Modelo para el conglomerado efectivo.

Para estudiar conglomerados circulares compuestos por N_c cilindros rígidos, homogeneizamos el conglomerado y consecuentemente, el cálculo se simplifica al considerar un solo cilindro homogeneizado con un radio efectivo R_{eff} y parámetros acústicos efectivos (es decir, velocidad del sonido, densidad de masa y coeficiente de decaimiento).

La velocidad efectiva y la densidad del conglomerado homogeneizado se obtienen como se explica en las referencias [26, 30]. Para determinar el radio efectivo R_{eff} del conglomerado, aplicamos la condición de conservación de la fracción de llenado en el cilindro efectivo que reemplaza al cúmulo [30]. Por lo tanto, cuando la red subyacente del conglomerado es hexagonal,

$$R_{eff} = \left(\frac{N_c\sqrt{3}}{2\pi}\right)^{1/2}. \tag{8}$$

Para realizar el cálculo de reflectancia, transmitancia y absorbancia, utilizamos el Boundary Element Method (BEM) con pérdidas viscosas, como se explica en la referencia [19]. En resumen, las simulaciones se realizan en el marco del BEM con pérdidas, lo que implica la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes linealizadas sin flujo. Las tres componentes del campo acústico (acústica, térmica y viscosa) se separan y solo se acoplan en los límites del dominio [19, 30, 31]. De esta manera, utilizando un solo cilindro similar a un fluido y el BEM, podemos explorar la dependencia de la fracción de llenado de los cúmulos circulares, al igual que hicimos para los bloques.

3 Resultados y discusión.

3.1. Resultados para láminas de cristal fonónico.

Para los cálculos en COMSOL usando la aproximación BLI no es necesario indicar los parámetros del sólido dispersor ya que este los considera totalmente como cuerpos rígidos, sin embargo, en la Ecuación (1), se deben emplear los valores reales de los materiales que conforman al PnC en cuestión. Nosotros contemplamos sólidos elásticos hechos de aluminio con parámetros ρ_{al}= 2700 kg/m^3 y λ_{al}= 51×10^9 Pa.

El primer sistema que hemos analizado es el mismo de la Ref. [32], que posee unas pocas filas de cilindros rígidos distribuidos en una red hexagonal con un período a_0 = 63.5 mm. El límite inferior de frecuencias que hemos elegido para el $\Delta\omega$ es 100 Hz, lo que determina la máxima fracción de llenado. Para la frecuencia superior, consideramos 382 Hz, que está muy por debajo de la frecuencia máxima que verifica la condición de homogeneización y pertenece a la región de dispersión lineal perfecta de la primera banda de la estructura de bandas acústicas. Su vector de onda k se encuentra aproximadamente a 1/4 de la distancia entre los puntos Γ y M. Así, $\Delta\omega = 2\pi \times 282$ Hz. Los resultados para este primer sistema y 15 capas de cilindros, los podemos ver en la Figura 2, donde podemos ver una buena concordancia entre las curvas obtenidas con el modelo analítico (línea continua) y los resultados de simulaciones COMSOL BLI (símbolos). En la posición del pico, las curvas difieren en 0.003 en el valor del f_{opt} que corresponde a menos del 1% del valor ${Q^v}_\alpha$ máximo.

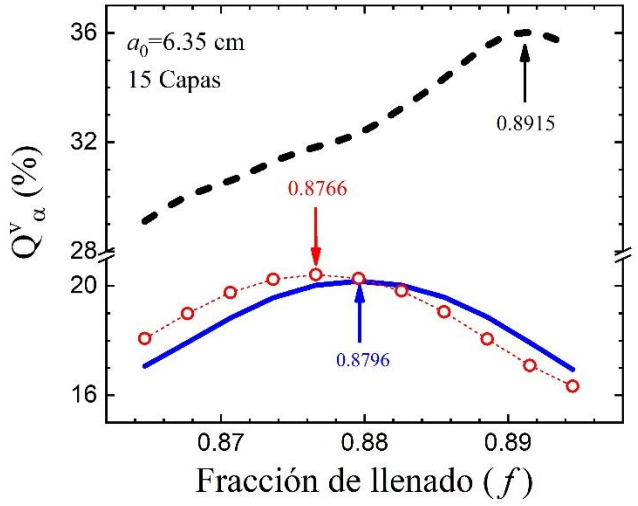


Figura 2 - Q_α^v en función de la fracción de llenado para una lámina de cristal fonónico (PnC) con quince capas de cilindros. Se muestran los resultados analíticos (línea continua azul), simulaciones COMSOL BLI (símbolos rojos). La línea a trazos representa los resultados obtenidos cuando se añaden cinco capas de gradiente de índice en la parte frontal del bloque. Las flechas indican los valores f_{opt} con absorción máxima.

El perfil de $Q^v{}_\alpha$ que muestra un pico con máxima absorción de banda ancha puede entenderse en términos del equilibrio entre el aumento de la pérdida viscosa cuando aumenta la fracción de llenado y la disminución de la energía acústica disponible para disipación debido al incremento de la reflectancia de cada lámina. Cada canal estrecho tiene capas viscosas que absorben el sonido por el efecto Konstantinov [2, 3]. Sin embargo, para valores de f cercanos a la condición de empaquetamiento denso, el sonido que penetra se vuelve menor ya que la energía reflejada por la lámina aumenta con f y, en consecuencia, la transmitancia se vuelve muy pequeña, como lo describe Moleron y colaboradores [9]. Lo anterior indica que el valor f_{opt} con $Q^v{}_\alpha$ máximo resulta de un equilibrio entre la absorción mejorada para canales más estrechos y la disminución de la energía acústica que penetra en la lámina debido al aumento de la reflectancia.

Para verificar la explicación anterior, hemos estudiado una estructura que contiene la lámina con un conjunto adicional de capas de índice de gradiente (GRIN) que actúan como un dispositivo de acoplamiento que iguala la impedancia acústica del aire con la de la losa. Esta solución permite reducir el efecto de la reflexión del sonido. En la Figura 2, la línea a trazos negra muestra cómo se logra aumentar el valor de $Q^v{}_\alpha$ hasta f mayores debido a una mayor penetración de la energía, o disminución de la reflectancia) gracias a la estructura de GRIN añadida. Se observa un incremento en $Q^v{}_\alpha$ de un 17%.

3.1.2. Dependencia del parámetro de red y el medio viscoso del fondo.

Para este segundo caso, consideramos ahora láminas PnC hechos con un valor fijo de L_{eff} = 254 mm. Los periodos de red a_0 = 7.5 mm, 11.6 mm y 15.46 mm los cuales corresponden a 30, 25 y 19 capas de cilindros respectivamente. Hemos realizado el cálculo considerando tres medios viscosos distintos en el fondo: aire, glicerina y agua. Dado que el material del fondo es distinto en cada caso, los intervalos de integración no pueden ser los mismos. En la Tabla 1 se resumen los valores escogidos para cada caso. El límite superior fue escogido de acuerdo con el valor de frecuencia correspondiente al vector de onda ubicado a 1/4 a lo largo de la dirección Γ - M de la primera zona de Brillouin.

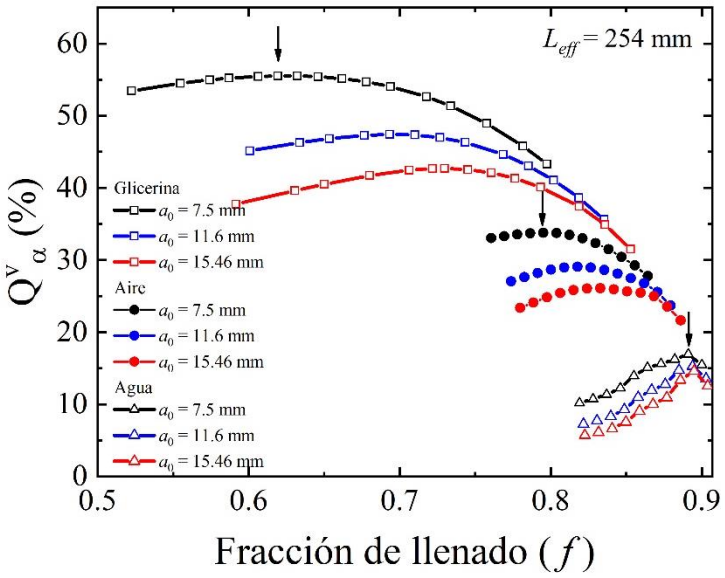


Figura 3 - $Q^v{}_\alpha$ como función de f para láminas de PnC con el mismo grosor L_{eff} pero diferente período de red a_0. Los resultados se calculan para tres medios viscosos: aire, agua y glicerina. El intervalo $\Delta\omega$ empleado para calcular $Q^v{}_\alpha$ es diferente para cada medio viscoso de acorde al límite de homogenización. Las flechas indican la posición del máximo en $Q^v{}_\alpha$ para cada caso.

Los resultados analíticos se muestran en la Figura 3, de la cual podemos concluir que una reducción en el valor de a_0 produce un aumento de las pérdidas viscosas por el bloque PnC. Este resultado se atribuye a que, para una frecuencia dada, la absorción tiene lugar principalmente en los canales estrechos (cuellos) existentes entre cilindros cercanos a altas fracciones de relleno. Por lo tanto, para un bloque con L_{eff} fijo, el número de capas que forman las láminas y, consecuentemente, el número de cuellos entre cilindros son los parámetros relevantes que determinan la cantidad de poder absorbente. La lámina hecha de cilindros con el a_0 más pequeño tiene el mayor valor de $Q^v{}_\alpha$ ya que contiene un mayor número de cilindros y cuellos. En otras palabras, cuando más cilindros caben dentro del grosor de la lámina, más energía se disipa debido al incremento del número de canales estrechos creados entre los cilindros. Además, analizando la reflectancia en estas estructuras, encontramos que aumenta cuando a_0 aumenta. Por lo tanto, el efecto de desplazamiento puede deberse al hecho de que la reflectancia máxima se obtiene para valores más grandes tanto del parámetro de red como de la fracción de llenado.

Tabla 1 – Parámetros empleados para calcular $Q^v{}_\alpha$ de las estructuras de la Figura 3.

Medio Viscoso	$\omega_b/2\pi$ **(Hz)**	$\omega_t/2\pi$ **(Hz)**	$\Delta\omega/2\pi$ **(Hz)**	$\delta\sqrt{\omega}$ **(m s$^{-1/2}$)**
Aire	580	3400	2820	8.872×10^{-5}
Agua	2000	11500	9500	1.263×10^{-5}
Glicerina	4400	25800	21400	2.336×10^{-4}

Otro aspecto importante para analizar en los resultados mostrados en la Figura 3, es la dependencia del medio viscoso en la $Q^v{}_\alpha$. Los resultados para el agua, que representa el fondo que proporciona la menor absorción, tienen su propio interés cuando se comparan con el caso del aire. Aunque el agua es más viscosa que el aire, sus capas viscosas δ, tienen el mismo orden de magnitud. Esto se debe a que δ es inversamente proporcional a la densidad del fluido, y la densidad del agua es tres órdenes de magnitud

mayor que la del aire. Sin embargo, aunque δ del aire y del agua son del mismo orden de magnitud, δ del aire es aproximadamente siete veces mayor que el del agua. Esto podría explicar por qué la absorción de banda ancha calculada para el aire es mayor que la del agua a pesar de que el intervalo de frecuencia utilizado para calcular $Q^v{}_\alpha$ en agua es más amplio.

Es importante recordar que la existencia de resonancias de Fabry-Perot causadas por el espesor finito de la losa es el principal mecanismo que conduce a la absorción viscosa. Por lo tanto, para evaluar $Q^v{}_\alpha$, es obligatorio seleccionar un intervalo de baja frecuencia de manera que la integral en la Ecuación (7) contenga varios picos de Fabry-Perot. Considerando estas condiciones, los resultados reportados aquí nos permiten concluir que existe una fracción de llenado óptima, f_{opt}, con un máximo $Q^v{}_\alpha$. Además, para un determinado medio viscoso de fondo y para un intervalo fijo de integración, se puede obtener un aumento de $Q^v{}_\alpha$ al disminuir el periodo de la red subyacente.

3.2. Resultados para conglomerados PnC finitos.

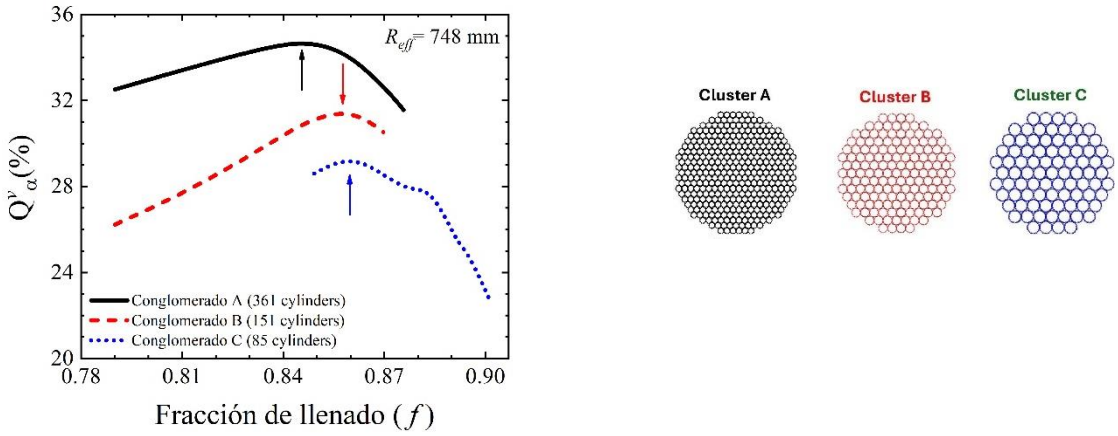


Figura 4 - $Q^v{}_\alpha$como función de f para conglomerados de cilindros duros con el mismo radio efectivo R_{eff}. El intervalo de frecuencia $\Delta\omega$ empleado en la Ecuación (7) es el mismo para las tres estructuras. Las flechas indican la fracción f_{opt} con máxima absorción. A la derecha vemos una figura esquemática de los conglomerados y el número de cilindros en su interior.

En la Figura 4 mostramos los resultados analíticos de $Q^v{}_\alpha$ como función de f para conglomerados homogeneizados de cilindros con forma externa circular y un radio efectivo fijo R_{eff} = 0.748 m. El límite inferior de integración para la Ecuación (7) fue fijado en $\omega_b = 2\pi \times 580$ Hz y terminando en $\omega_t = 2\pi \times 3400$ Hz, de manera que $\Delta\omega = 2\pi \times 2820$ Hz.

En este caso, podemos ver que se cumple el mismo fenómeno observado en los bloques que hemos analizado anteriormente: el conglomerado A que contiene el mayor número de cilindros proporciona la máxima absorción viscosa en banda ancha a pesar de tener las mismas dimensiones que los otros. Los conglomerados B y C, con 161 y 85 cilindros, respectivamente, proporcionan una absorción en banda ancha más baja. Al igual que en el caso de los bloques PnC, la física subyacente que explica el aumento de la cantidad viscosa con se atribuye al número de canales estrechos o cuellos existentes entre los cilindros más cercanos. En conglomerados con la misma dimensión externa, el número de cuellos absorbentes, N_c , aumenta cuando el período de la red subyacente disminuye, por lo tanto, se espera un aumento en la absorción también. Esta conclusión está respaldada por el máximo $Q^v{}_\alpha$ exhibido por los diferentes conglomerados.

4 Conclusiones.

Hemos presentado un modelo semi-analítico que permite el cálculo de la absorbancia viscosa en láminas (slabs) semi-infinitas de PnC, así como en conglomerados (clusters) de cilindros rígido con forma circular externa. Estas estructuras merecen estudio debido a que sus propiedades absorbentes pueden ser altamente controladas ajustando sus parámetros geométricos, que están limitados únicamente por consideraciones de fabricación. En comparación, los materiales porosos están sujetos a grandes incertidumbres en sus parámetros y solo pueden ser tratados estadísticamente.

Nuestro algoritmo permite estudiar cómo controlar la absorbancia de estructuras muy complejas al reducir el problema a láminas y conglomerados homogeneizados simples donde la viscosidad es otro parámetro homogeneizado, al igual que la velocidad del sonido y la densidad dinámica.

Los resultados obtenidos con nuestras fórmulas han sido respaldados con simulaciones realizadas en el marco del método de elementos finitos (FEM), utilizando las distribuciones exactas de cilindros en las losas y en los conglomerados finitos. Hemos analizado la absorción viscosa en banda ancha como función de la fracción de llenado del cristal de la red y hemos concluido que la máxima absorción se puede lograr para un valor óptimo de fracción de llenado.
Como regla general, se puede decir que la cantidad de pérdidas de disipación en banda ancha está relacionada con el número de canales estrechos o cuellos existentes dentro del bloque de PnC o los conglomerados finitos. Es decir, las láminas o conglomerados con la misma dimensión externa tendrán una mayor disipación cuando aumente el número de cilindros en su interior.
Nuestros resultados tienen un interés potencial en acústica aplicada y, particularmente, para el diseño de materiales altamente absorbentes hechos de fibras rígidas.

Agradecimentos

Martin Ibarias agradece a Jesús Arriaga por proporcionar algunos recursos computacionales para los cálculos numéricos.

Referencias

[1] G. Kirchhoff, (1868). Ann. d Phys. 134, 177.

[2] Konstantinov B.P., (1939). Zh. Eksp. Teor. Phys. 9, 226.

[3] Legusha F. F., (1984). The Konstantinov effect and sound absorption in inhomogeneous media. Soviet Phys. Uspekhi 27, 887.

[4] Duclosa, D. Lafarge, and V. Pagneux, (2009). Transmission of acoustic waves through 2D phononic crystal: viscothermal and multiple scattering effects, Eur. Phys. J. Appl. Phys. 45, 11302.

[5] G. Theocharis, O. Richoux, V. Romero García, A. Merkel and V. Tournat, (2014). Limits of slow sound propagation and transparency in lossy, locally resonant periodic structures, New J. Phys. 16, 093017.

[6] M. D. Guild, V. M. García-Chocano, W. Kan, and J. Sánchez-Dehesa, (2014). Enhanced inertia from lossy effective fluids using multi-scale sonic crystals, AIP Advances 4, 124302.

[7] J.-P. Groby, W. Huang, A. Lardeau, et al., (2015). The use of slow waves to design simple sound absorbing materials, J. Appl. Phys. 117, 124903.

[8] H. Ruiz n, C.C. Claeys, E.Deckers, W. Desmet, (2016). Numerical and experimental study of the effect of microslits on the normal absorption of structural metamaterials, Mechanical Systems and Signal Processing 70-71 904–918.

[9] M. Molerón, M. Serra-García, and C. Dario, (2016). Viscothermal effects in acoustic metamaterials: from total transmission to total reflection and high absorption, New J. Phys. 18, 033003.

[10] X. Jiang, Y. Li, L. Zhang, (2017). Thermoviscous effects on sound transmission through a metasurface of hybrid resonances., J. Acoust. Soc. Am. 141, EL363.

[11] V. Cutanda Henríquez, V. M. García-Chocano, J. Sánchez-Dehesa, (2017). Viscothermal losses in double-negative acoustic metamaterials, Phys. Rev. Appl. 8, 014029.

[12] M. Ibarias, Y. Zubov, J. Arriaga, A. A. Krokhin, (2020). Phononic crystal as a homogeneous viscous metamaterial, Phys. Rev. Res. 2, 022053(R).

[13] M. Ibarias, J. Doporto, A. A. Krokhin and J. Arriaga, (2022). Tuning the decay of sound in a viscous metamaterial, Phil. Trans. R. Soc. A 380, 20220007.

[14] P. R. Andersen, V. C. Henríquez and N. Aage, (2023). On the validity of numerical models for viscothermal losses in structural optimization for micro-acoustics, Journal of Sound and Vibration 547, 117455.

[15] Y. Tang, et al., (2017). Hybrid acoustic metamaterial as super absorber for broadband low-frequency sound, Scientific Reports 7, 43340.

[16] Xing-Feng Zhu, Siu-Kit Lau, Z. Lu and W. Jeon, (2019). Broadband low-frequency sound absorption by periodic metamaterial resonators embedded in a porous layer, Journal of Sound and Vibration 461, 114922.

[17] X. Zhang, Z. Qu and H. Wang, (2020). Engineering Acoustic Metamaterials for Sound Absorption: From Uniform to Gradient Structures, iScience 23, 101110.

[18] X.H. Zhang and Z.G. Qu, (2022). Viscous and thermal dissipation during the sound propagation in the continuously graded phononic crystals, Appl. Acoustics 189, 108666.

[19] V. Cutanda Henríquez and J. Sánchez-Dehesa, (2021). Viscothermal Effects in a Two-Dimensional Acoustic Black Hole: A Boundary Element Approach, Phys. Rev. Appl. 15, 064057.

[20] L. Xiong, B. Nennig, Y. Auregan and W. Bi, (2017). Sound attenuation optimization using metaporous materials tuned on exceptional points, Journal of the Acoustical Society of America 142, 2288.

[21] H. Duan, et al., (2019). Parameter Optimization for Composite Structures of Microperforated Panel and Porous Metal for Optimal Sound Absorption Performance, Appl. Sci. 9, 4798.

[22] Y. Luo, Jing-jun Lou, Yan-bing Zhang and Jing-ru Li, (2021). Sound-Absorption Mechanism of Structures with Periodic Cavities, Acoustics Australia 49, 371.

[23] Diana Maria Garza-Agudelo, Vicente Cutanda Henríquez, Cheol-Ho Jeong, Peter Risby Andersen, Martin Ibarias, José Sánchez-Dehesa, Frieder Lucklum, (2024). Metasurfaces for sound absorption over a broad range of wave incidence angles, Applied Acoustics, 220, 109965.

[24] V. Romero-Garcia and A.-C. E. Hladky-Hennion, (2019). Fundamental and Applications of acoustic metamaterials (McGraw-Hill, New York).

[25] A. A. Krokhin, J. Arriaga, and L. N. Gumen, (2003). Speed of sound in periodic elastic composites, Phys. Rev. Lett. 91, 264302.

[26] D. Torrent, A. Hakansson, F. Cervera, and J. Sánchez-Dehesa, (2006). Homogenization of two-dimensional clusters of rigid rods in air, Phys. Rev. Lett. 96, 204302.

[27] L. E. Landau and E. M. Lifshiftz, (1984). Fluid Mechanics (Elsevier, Oxford).

[28] Krokhin A. A., Arriaga J., Gumen L. N., (2003). Speed of sound in periodic elastic composites, Phys. Rev. Lett. 91, 264302.

[29] M. J. Cops, J. G. McDaniel, E. A. Magliula, D. J. Bamford, and M. Berggren, (2020). Estimation of acoustic absorption in porous materials based on visco-thermal boundary layers modeled as boundary conditions, The Journal of the Acoustical Society of America 148, 1624–1635.

[30] V. Cutanda-Henríquez and P. Juhl, (2013). An axisymmetric boundary element formulation of sound wave propagation in fluids including viscous and termal losses, J. Acoust. Soc. Am. 134, 3409–3418.

[31] V. Cutanda-Henríquez, P. R. Andersen, J. S. Jensen, P. M. Juhl, and J. Sánchez-Dehesa, (2017). A numerical model of an acoustic metamaterial using the boundary element method including viscous and thermal losses," J.Comp. Acoust. 25, 1750006

[32] L. Sanchis, A. Hakansson, F. Cervera, and J. Sánchez-Dehesa, (2003). Acoustic interferometers based on two-dimensional arrays of rigid cylinders in air, Phys. Rev. B 67, 035422.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

BROADBAND PERFORMANCE OF MICRO-PERFORATED ACOUSTIC BLACK HOLES IN DUCTS

Teresa Bravo[1], Cedric Maury[2], Daniel Mazzoni[3], Muriel Amielh[3], Fawad Ali[2]

[1] Spanish National Research Council
e-mail: teresa.bravo@csic.es
[2] Laboratory of Mechanics and Acoustics (CNRS)
e-mail: cedric.maury@centrale-marseille.fr; fawad.ali@centrale-marseille.fr
[3] Institute of Research on Non-Equilibrium Phenomena (CNRS)
email: daniel.mazzoni@centrale-marseille.fr; muriel.amielh@univ-amu.fr

Resumen

El diseño de silenciadores compactos instalados en conductos para la atenuación de banda ancha en el margen de las bajas frecuencias es importante en sistemas de aire acondicionado, revestimientos de ventiladores o silenciadores de vehículos. Los agujeros negros acústicos (ABH) abiertos son una solución adecuada que atrapan y disipan ondas sonoras incidentes en un amplio margen de frecuencias al actuar simultáneamente sobre la transmisión y la reflexión sin impedir el flujo de aire. Inspirados en el concepto de agujeros negros de vibraciones, los ABH en conductos están formados por una distribución en serie de cavidades con espesores graduados que proporcionan un sonido retardado y una adaptación de impedancia. En este trabajo, se propone examinar la influencia de las interfaces microperforadas entre el conducto y las entradas a la cavidad para el rendimiento acústico del ABH. A partir de la formulación de la matriz de transferencia se demuestra que los microperforados amplían significativamente el rango de valores de disipación elevados en las bajas frecuencias. Los resultados obtenidos se han validado numéricamente con elementos finitos y experimentalmente en un banco de pruebas aeroacústicas con baja velocidad de flujo.

Palabras clave: agujeros negros acústicos, atenuación del sonido, absorción del sonido, microperfora.

Abstract

The design of compact duct silencers with broadband low-frequency attenuation performance is of importance for large diameters air conditioning systems, short turbofan liners or the exhaust mufflers of vehicles. Fully-opened acoustic black holes (ABH) in ducts are a suitable solution to trap and dissipate incident sound waves over a broad bandwidth. They can simultaneously stop the sound transmission and the back-reflections without blocking the air flow. Inspired by the concept of vibrational black holes, ducted ABHs are a serial distribution of graded cavity depths providing slow sound and impedance matching. In this work, it is proposed to examine the influence of micro-perforated interfaces between the duct and the cavity mouths on the ABH acoustical performance. It is shown from transfer matrix formulation that micro-perforates significantly extend the range of high dissipation values towards low-frequencies. The performance results are validated against finite element method and experiments carried out in a low-speed aeroacoustic test rig.

Keywords: acoustic black holes, sound attenuation, sound absorption, micro-perforates.

PACS nº. 43.50.-x, 43.50.+y

1 Introduction

The design of compact duct silencers with broadband low-frequency attenuation performance constitutes a permanent demand in the field of environmental noise control [1]. The use of passive materials is widely implemented and provides economical and efficient solutions for most of control problems in the mid and high frequency range [2]. However, more attention has been paid progressively to the low frequency content as an important number of noise sources present a preponderant contribution within the low frequency spectrum. This is especially important in the duct acoustic area with applications in ventilation and air conditioning systems, or in the field of transportation. Current acoustic devices for the reduction of major aircraft noise sources such as fan and jet noise are constituted of liners made up of a honeycomb core bonded to a perforated sheet in contact with the flow that acts as a resistive skin. Their performance is linked to the physical parameters that define the acoustic impedance and the architecture SDOF/ DDOF (single or double degree of freedom), bringing 3-4 EPNdB reduction on aircraft noise at each certification flight condition [3]. They have been used for decades and offer an excellent compromise in terms of performance, weight, structure and costs. However, new architectures of Ultra-High Bypass Ratio (UHBR) turbofans imply a lower blade passing frequency and a shorter nacelle with a reduced acoustic treatment surface. Surface transportation systems are also sources of low-frequency noise with prospective hybrid-electric and fully-electric propulsion systems in terms of low-frequency road noise transmitted inside the vehicles [4]. Considering limitations of classical noise control techniques, many attempts have recently tried to further improve the control using active control techniques [5]. They are well suited for the reduction of low-frequency noise in ducted systems downstream the secondary source position but they can also reinforce the primary field upstream [6]. Additionally, application in the field of aeroacoutics is still at an early stage. Taking stringent aviation safety conditions and energy consumption into consideration, active control methods are mainly applied to downscaled model and have moderate Technology Readiness Level for implementation in real situations.

Micro-Perforated Panels (MPPs) have been proposed for applications in demanding environments where classical porous or fibrous solutions cannot be used. Maa [7, 8] developed the theory for MPPs with diameter perforations of sub-millimeters, and they have been widely used in architectural acoustics and noise control engineering design [9]. They can be manufactured from different materials such as cardboard, plastic or plywood, constituting an ecological and recyclable option for light and soundproof solutions. They can also be designed according to specific absorption characteristics by the proper optimization of the physical constitutive parameters, that makes them flexible tuned absorbers. In particular, they have been studied as mufflers in air-flow ducts [10, 11] working under linear and non-linear excitations [12]. Although they provide important attenuation values, these are confined to a narrow frequency band that normally does not exceed two octaves. Multi-layer configurations, with different parameters for holes diameters, perforation ratio and panel thickness can be used to improve the sound absorption bandwidth but at the expense of the increase of the total thickness of the sound absorber [13, 14]. Also, it has been shown that increasing the number of partitions in the cavity, a wide uniform range of absorption can be attained but maximum absorption would be dropped [15]. Use of combinations of series or parallel absorbers arrays then presents a trade-off between maximum absorption coefficient and wide-band performance.
Acoustic metamaterials have appeared recently with applications in many areas including broadband attenuation of sound in the low frequency range [16]. The interaction with these materials can alter and manipulate the natural characteristics of the incident wave field. The objective is to create a structural building block that, when assembled into a larger sample, exhibits the desired values of the key effective parameters, the mass density and the bulk modulus [17]. In this work, we will make use of the “slow sound” generation when acoustic waves propagate in a ducted flow surrounded by a

metamaterial. If the effective velocity of the incoming sound wave is progressively reduced to zero, a non-reflecting edge condition can be realized [18] and sound waves can be eventually confined in the meta-structure. This new concept has been denoted as an Acoustic Black Hole (ABH) and presents great potential for acoustic energy trapping.

The idea of energy confining by retarding structures was primarily developed in the field of vibration control and implemented by Mironov [19] in a in a beam structure with a tapped termination based on a power-law thickness profile. It was experimentally verified with a series of rigid discs fixed on a rod with their diameters progressively decreasing according to a parabolic law [20]. The Vibrational Black Hole prevented reflection of the waves when reaching the end of the structure. The noise control application for attenuation of the sound propagating along a waveguide has been considered more recently. ABHs constitute a category of retarding structures induced by a power law decay of the wave velocity in the fluid domain [21]. Initially, they aimed at minimization of reflection from a closed-end duct to achieve perfect anechoic terminations. An analytical description in terms of the Transfer Matrix Method [22] has helped to make a great advancement for the prediction of the absorption of linear or quadratic ABHs. Numerical simulations have also shown that the primary source of damping, e.g. visco-thermal dissipation in the ABH cavities, is responsible for a low reflection coefficient over the ABH bandwidth, but it could be enhanced at all frequencies by adding a small layer of damping material at the end of each cavity close to the outer ring [23]. Zhang and Cheng [24] added damping by introducing micro-perforated inner facings that considerably extended towards low frequencies the bandwidth of closed and open-ended ABHs.

The study of open-ended ABHs has been developed in the last years for systems that have to be flow-compliant. For this problem, the goal is to consider both minimization of reflection and transmission for the open muffler without impeding the circulation of the axial flow. For the open-ended arrangement, it has been demonstrated that good performance in the dissipated power can be achieved above $k_0 L = 2.5$ [18]. However, to extend their efficiency in the low frequency range, the presence of coating material such as MPPs could be included. The objective of this work is to enhance the visco-thermal dissipation mechanisms through the inclusion of micro-perforations at the entrance of the resonant cavities with axially graded depth. This micro-perforated facing will also shield the acoustic treatment from an eventual flow through the low-drag micro-structured interface, reducing the pressure drop of the wall-treatment and keeping a nominal flow rate. An analytical model is presented in Section 2 to show the occurrence of slow-sound effects inside an open-ended ABH. This model will be assessed in Section 3 against a numerical approach and will be used consequently to perform a parametric study on the dissipative performance of the metamuffler, leading to optimal values of the MPP coating that enhance the total dissipation. Section 4 will present experimental results of a rectangular ABH with perforated coating in the no-flow case, that will be assessed against numerical results. We will then proceed with the main conclusions and guidelines for further works.

2 Acoustic performance of the ABH muffler

2.1 Micro-perforated panel transfer impedance

We investigate ABH acoustic properties for sound dissipation in a duct by considering the system sketched in Figure 1. It is composed of a set of rings separated by air cavities with a constraint on the maximum length L along the axial direction not to exceed 0.15 m. The outer rings radii increase progressively according to a power law. The ABH muffler is inserted in a perfectly hard tube section with constant radius R. The silencer extends from the inlet (short cavities) situated at $z = -L$ to the outlet (deep cavities) at $z = 0$, as shown in Figure 1.

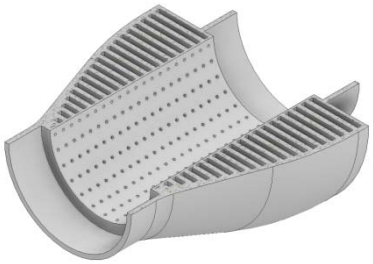


Figure 1- Diagram of a cylindrical ABH muffler where the cavity rings of increasing depth are connected to the main duct by a micro-perforated facing.

The novelty with this design is the addition of a micro-perforated facing between the muffler and the inner duct that provides additional damping and inertia to extend the muffler performance towards the low frequency range. It is assumed that an acoustic plane wave ($e^{j\omega t}$) propagates downstream in the duct, especially in the ABH section lined by a uniform coating composed of a micro-perforated cylindrical panel. The overall transfer impedance, Z_{MPP}, for the MPP with circular holes of diameter d_h and thickness t_h is given by the following expression [7, 8]

$$\frac{Z_{\mathrm{MPP}}}{\sigma}=\frac{32\eta t_h}{\sigma d_h^2}\left[\sqrt{1+\frac{k_h^2}{32}}+\frac{\sqrt{2}}{32}k_h\frac{d_h}{t_h}\right]+\mathrm{j}\rho_0\omega\frac{t_h}{\sigma}\left[1+\left(9+\frac{k_h^2}{2}\right)^{-1/2}+\frac{8}{3\pi}\frac{d_h}{t_h}\right], \tag{1}$$

with σ the perforation ratio, η the dynamic viscosity of the air, and $k_h=(d_h/2)/r_{\mathrm{visc.}}(\omega)$, the perforate constant, e.g. the ratio of the holes radius to the viscous boundary layer thickness, $r_{\mathrm{visc.}}(\omega)=\sqrt{\eta/\rho_0\omega}$, with ρ_0 the air density. This impedance, when $k_h<<1$, can be approximated by

$$\frac{Z_{\mathrm{MPP}}}{\sigma}=\frac{At_h}{\sigma d_h^2}+\mathrm{j}\rho_0\omega\frac{t_h}{\sigma}, \tag{2}$$

with $A=2.2\times 32\eta$, this expression being valid for linear acoustic regimes. The behavior of MPP partitions has been studied before for in-duct geometries [12] and in presence of a mean flow.

2.2 ABH analytical formulation

The equation that governs the behavior of a plane wave travelling along a ducted geometry lined by a fully-opened ABH muffler with total length L and radius R has been outlined assuming an infinite number of cavities separated by infinitely thinned walls.

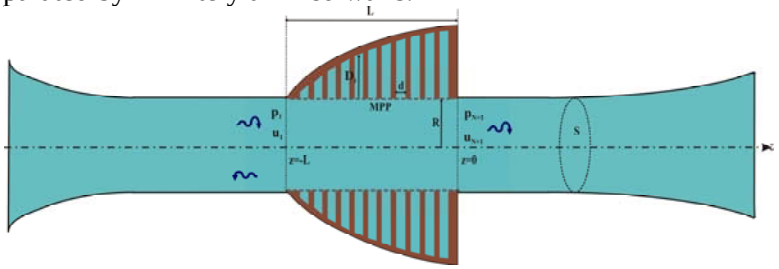


Figure 2- Two-dimensional view of the ABH metamuffler and the physical quantities involved.

The linearized mass conservation equation can be written as

$$\frac{\partial v_z}{\partial z}+\frac{v_n}{r_H}+\frac{\mathrm{d}(\log S)}{\mathrm{d}z}v_z=-\frac{\mathrm{j}\omega}{\rho_0 c_0^2}p,\quad -L<z<0\,, \tag{3}$$

with v_z the axial velocity component, $v_n=p/Z$ the normal velocity over the boundary $\Sigma(r=R,-L<z<0)$ and p the acoustic pressure. $r_H=S/U$ is the hydraulic radius with S the cross-sectional area of the duct and U the circumference of the lining.

Equation (3) can be simplified considering that for a fully-opened ABH with a constant radius, $\mathrm{d}(\log S)/\mathrm{d}z=0$. Applying the linearized momentum conservation equation, $-\mathrm{j}\omega\rho_0 v_z=\partial p/\partial z$, it leads to a modified Helmholtz-type equation of the form

$$\frac{\mathrm{d}^2 p}{\mathrm{d}z^2}+k_0^2\left[1-\mathrm{j}\frac{y(z)}{k_0 r_H}\right]p=0\,. \tag{4}$$

with $k_0=\omega/c_0$ the acoustic wavenumber and $y(z)=Z_0/Z(z)$ the wall specific admittance that varies along the axial duct direction, normalised by $Z_0=\rho_0 c_0$ the fluid characteristic impedance with ρ_0 the air density and c_0 the sound speed. For a locally-reacting ABH made up of a continuous distribution of annular cavities with axially varying depth $D(z)$ and neglecting the visco-thermal losses in the cavities, the wall-admittance at the cavity mouths is given by [21]

$$y(z)=-\mathrm{j}\frac{J_1(k_0R)H_1[k_0(R+D(z))]-J_1[k_0(R+D(z))]H_1(k_0R)}{J_0(k_0R)H_1[k_0(R+D(z))]-J_1[k_0(R+D(z))]H_0(k_0R)}, \tag{5}$$

with J_1 and H_1 Bessel and Hankel functions of the first kind. An approximation to Equation (5) can be obtained in the low frequency range. When $k_0R<<1$, Equation (5) simplifies into

$$y(z)=\mathrm{j}k_0\left[R^2-(R+D(z))^2\right]\,, \tag{6}$$

an axial distribution of stiffness-like admittance. Let us now assume that the ABH is coated in the waveguide by a micro-perforated lining. One obtains from the combination of Equation (2) and Equation (6) the following wall admittance,

$$y(z_i)=\left[\frac{At_h}{Z_0\sigma d_h^2}+\mathrm{j}\left(\frac{\omega t_h}{\sigma c_0}-\frac{1}{k_0\left[D+D^2/2R\right]}\right)\right]^{-1}\,. \tag{7}$$

Considering that a progressive increase of the ABH cavity depths along the axial coordinate can be expressed mathematically as $D(z)=R(1-\varphi_m(z))$, with $\varphi_m(z)=(-z)^m/L^m, m>0$, and substituting it into Equation (4), we get a Helmholtz-type equation,

$$\frac{\mathrm{d}^2 p}{\mathrm{d}z^2} + \frac{\omega^2}{c_z^2} p = 0, \tag{8}$$

where

$$\frac{\omega^2}{c_z^2} = k_0^2 \left\{ 1 - \mathrm{j} \frac{Z_0 \sigma^2 d_h^2 c_0 \left[D + D^2/2R \right]}{A t_h \sigma c_0 k_0 (D/2) \left[R + D/2 \right] + j Z_0 \sigma d_h^2 B} \right\}, \tag{9}$$

with $B = \omega t_h k_0 \left(R + D/2 \right) D/2 - \sigma c_0 \left(R/2 \right)$ and the following values of the phase velocity at the ABH inlet ($z = -L$) and outlet ($z = 0$)

$$c_z = \begin{cases} c_0 & \text{for } z = -L \\ c_0 \left[\dfrac{\omega t_h k_0 \dfrac{3R}{4} - \dfrac{\sigma c_0}{2}}{\omega t_h k_0 \dfrac{3R}{4} - 2\sigma c_0} \right]^{1/2} & \text{for } z = 0. \end{cases} \tag{10}$$

where the MPP resistance A has been neglected for simplification purposes.

One now considers a cylindrical ABH muffler with maximum cavity depth 0.047 m, increase rate of the cavities depth $m = 2$ lining a duct of radius 0.047 m over an axial length $L = 0.1\,\mathrm{m}$. The MPP has holes diameter of 0.8 mm, thickness of 0.5 mm and a perforation ratio of 2%. One observes from Fig. 3 that the inertial effect of the MPP over the ABH cavities with graded cavity depths further reduces the acoustic phase velocity from $c_0/2$ (slow sound without MPP) down to zero over the efficiency range of the MPP-coated ABH muffler, e.g. over 1300 Hz – 2000 Hz. Meanwhile, the attenuation driven by the imaginary part of the phase velocity becomes non-zero valued above 1300 Hz at the onset of the ABH efficiency range.

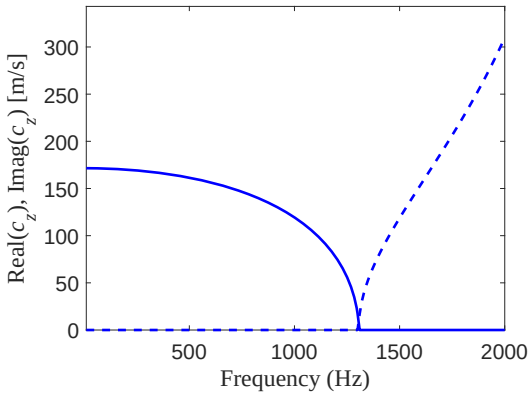


Figure 3-Propagative (plain) and attenuation (dashed) terms for the axial phase velocity at the outlet of the ABH muffler calculated from Equation (10).

2.3 Transfer Matrix Method

The Transfer Matrix Method (TMM) is an analytical method that models the propagation of acoustic waves through a stratified medium. The TMM can be used to describe the wave propagation within an ABH muffler when considering a finite number N of annular cavities of width d , separated by rigid

rings of finite thickness d_t. The cavity depths can be discretized as $D_i = R\left(1-\varphi_m\left(z_i\right)\right)$ with $i=1,...,N$ and $m>0$. The input impedance associated to an uncoated side-branch cavity of depth D is given by $Z_{\text{cav}} = -\text{j}\left(Z_0/S_{\text{cav}}\right)\cot\left(k_0 D\right)$, that can be approximated in the low frequency range as $Z_{\text{cav}} = -\text{j}\left(Z_0/S_{\text{cav}}\right)\left(k_0 D\right)^{-1}$. It is associated to the local side-branch volume admittance given by $Y_{\text{cav},i} = S_{\text{cav}} y\left(z_i\right)/Z_0$ with $S_{\text{cav}} = 2\pi R d$ the cavity entrance area and $y\left(z_i\right)$ provided by Equation (7) when considering plane-wave propagation in the duct and the adjacent cavities. Whether the cavity is mounted directly onto the duct or is coated by a MPP lining, it takes the expression

$$Y_{\text{cav},i} = \begin{cases} \text{j}\dfrac{k\pi d}{Z_0}\left[\left(R+D_i\right)^2 - R^2\right] & \text{without MPP} \\ c_0\left[\dfrac{Z_{Maa}}{S_{\text{cav,i}}} - \text{j}\dfrac{Z_0}{k\pi d\left[\left(R+D_i\right)^2 - R^2\right]}\right]^{-1} & \text{with MPP} \end{cases} \tag{11}$$

To calculate the acoustic performance of the fully-opened ABH, continuity conditions are applied on the acoustic pressure $\left(p_i = p_{i+1}\right)$ and on the acoustic flow rate $\left(u_i = \left(p_{i+1}/Z_{cav}\right) + u_{i+1}\right)$ at the i^{th} cavity-ring unit. One then obtains a relationship between the input and output quantities at the i^{th} interface that reads $\left[p_i \;\; u_i\right]^{\text{T}} = \mathbf{T}_i\left[\text{p}_{i+1} \;\; u_{i+1}\right]^{\text{T}}$, with the following elementary transfer matrix

$$\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} \cos\left(k_0 d\right) & \text{j}\dfrac{Z_0}{S}\sin\left(k_0 d\right) \\ \text{j}\dfrac{S}{Z_0}\sin\left(k_0 d\right) & \cos\left(k_0 d\right) \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \cos\left(k_0 d_t\right) & \text{j}\dfrac{Z_0}{S}\sin\left(k_0 d_t\right) \\ \text{j}\dfrac{S}{Z_0}\sin\left(k_0 d_t\right) & \cos\left(k_0 d_t\right) \end{bmatrix}\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{\text{cav},i} & 1 \end{bmatrix}. \tag{12}$$

The total transfer matrix between the ABH inlet and outlet, is calculated as the product of the elementary sub-matrices associated at each unit as

$$\mathbf{T} = \prod_{i=1}^{N}\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}. \tag{13}$$

Imposing the plane wave continuity conditions, $p_{N+1} = Z_0 u_{N+1}/S$, at the output of the ABH muffler, we obtain the following expressions for the reflection and transmission coefficient in terms of the particular elements of the overall transfer matrix $\mathbf{T}$ as

$$\begin{cases} r = \dfrac{\left(T_{11} + z_0 T_{12}\right) - \left(T_{21} + z_0 T_{22}\right)}{\left(T_{11} + z_0 T_{12}\right) + \left(T_{21} + z_0 T_{22}\right)}, \\ t = \dfrac{1+r}{T_{11} + z_0 T_{12}} \end{cases} \tag{14}$$

with $z_0 = S/Z_0$. The power dissipated by the ABH can be calculated as $\eta = 1 - |r|^2 - |t|^2 = \alpha - \tau$ with α the absorption coefficient and τ the transmission coefficient. The transmission loss (TL) is obtained from the transmission coefficient as $\text{TL(dB)} = -10\log_{10}\left(\tau\right)$.

3 Prediction of the ABH dissipative performance

3.1 FEM analysis

The proposed analytical TMM has been evaluated against a numerical finite element (FEM) approach. For a better comparison, we have considered the visco-thermal losses within the cavities and the duct fluid domains using the Johnson-Champoux-Allard-Lafarge (JCAL) model [25], expressed as a function of complex acoustic wavenumbers $k_0' = \omega\sqrt{\rho_{d,c}(\omega)C_{d,c}(\omega)}$ and impedances $Z_0' = \omega\sqrt{\rho_{d,c}(\omega)C_{d,c}^{-1}(\omega)}$ in the transfer matrices of Equation (12), with $\rho_{d,c}(\omega)$ the effective density that describes the visco-inertial effects and $C_{d,c}(\omega)$ the air compressibility that accounts for the thermal effects. The JCAL parameters have been selected considering the related literature [24]. Comsol Viscothermal Acoustics has been used as a benchmark to check the TMM analytical predictions. An infinite length duct has been mimicked by imposing perfectly matched layers boundary conditions at the inlet and outlet duct sections to avoid back-reflected waves. Quadratic elements have been used for the pressure, velocity and temperature fields for a 2D axisymmetric simulation. Care has been taken to ensure that the maximum element size, set to $d/3$, was able to ensure that at least ten nodal points per acoustic wavelength were generated at the first cut-on frequency of the waveguide, that constitutes the highest frequency of interest in this configuration. Attention has also been paid to well resolve the visco-thermal boundary layers along the ABH rings and duct walls.

The physical parameters considered for the simulations have been selected from those typically considered for fully-opened ABH geometries presented in the literature [21]. They correspond to a duct radius $R = 0.047\,\text{m}$, that provides a cut-on frequency $f_c \approx 1.84 c_0/(2\pi R) = 2142\,\text{Hz}$, and an ABH axial length $L = 0.1\,\text{m}$. The ABH muffler is constituted of $N = 15$ annular cavities of axial width $d = 0.004\,\text{m}$ separated by ring walls of thickness $d_t = 0.0027\,\text{m}$, thus leading to a wall porosity $\sigma = d/(d + d_t) = 60\,\%$ over the silencer section. The axial rate at which the cavity depths increase is chosen as $m = 2$. The micro-perforated cylindrical coating has been selected with a thickness of $t_h = 0.5$ mm, circular holes of diameter $d_h = 0.5\,\text{mm}$ and a perforation ratio of 10%. The results for the dissipated, reflected and transmitted powers are presented in Figure 4.

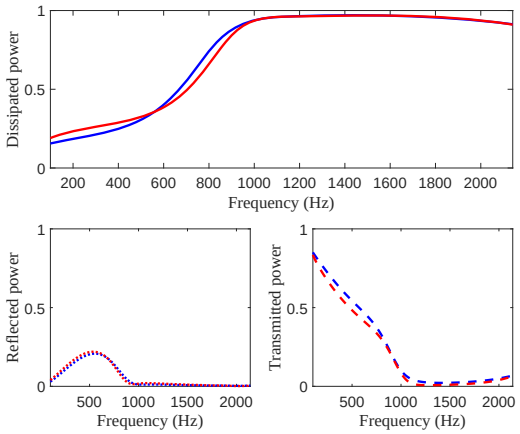


Figure 4- Comparison between the simulated ABH acoustical performance when calculated with the TMM (blue) and FEM (red): dissipated (plain), reflected (dotted) and transmitted (dashed) powers.

It can be seen that the agreement between the analytical TMM predictions and those obtained with the FEM code agree reasonably well within the frequency range of interest. This validates the simplified TMM and makes it suitable to be used for a parametric study and selection of the optimal parameters with an affordable computational time. It can be also appreciated that the proposed ABH-type muffler presents values of dissipation exceeding 0.6 above 700 Hz, although an optimal efficiency range can be achieved between 1 kHz and 1.8 kHz, with a dissipation value that exceeds 0.9. Meanwhile, the reflection (resp. transmission) coefficients does not exceed 0.01 (resp. 0.02) over the MPP-coated efficiency range, confirming the ABH-effect.

3.2 Selection of the physical constitutive parameters

Due its high number of parameters, the proposed ABH muffler constitutes a tunable control device that can be adjusted to achieve optimal performance considering different criteria. Particle swarm optimization [26] of the ABH and MPP parameters has been achieved to maximize the total dissipated power between 100 Hz and 2000 Hz, leading to the red curve in Figure 5.

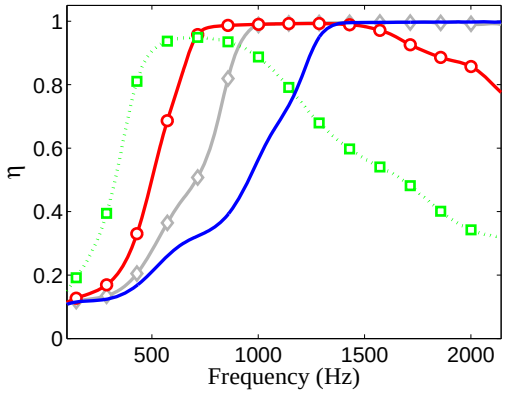


Figure 5- Acoustic power dissipated by the ABH cylindrical muffler when mounted on a waveguide (no MPP coating, blue) and when coated by a micro-perforated liner with different holes diameters: $d_h = 0.6$ mm (green), $d_h = 1.3$ mm (red) and $d_h = 3$ mm (grey).

One clearly shows the downshift of the onset frequency for the ABH muffler from 1400 Hz in the uncoated case down to 700 Hz with MPP coating. This is due to added inner and outer inertial effects induced by the MPP apertures on the individual MPP-cavity resonances. The resistivity due to the MPP holes adds up to the visco-thermal dissipation inside the cavities. It still maintains a balanced loss-to-leakage ratio for holes diameter down to $d_h = 1.3$ mm but, for smaller holes, the losses exceed the leakage due to a too high added flow resistivity at the MPP apertures. The maximum dissipation value then decays while it occurs at lower frequencies. A similar trend was observed when increasing the MPP holes pitch.

4 Experimental set-up

A rectangular ABH muffler of length, height and width of 0.15 m, made up of 20 cavities of width 0.0035 m, separated by walls of thickness 0.004 m, whose depth increases at a rate $m = 2$, has been

manufactured in ABS polymer using fused deposition modelling. A square cross-section was chosen to comply with the upstream and downstream square duct sections into which the muffler was inserted. Figure 6 shows that the ABH muffler is coated by perforations of diameter 2 mm, thickness 1 mm and perforation ratio 7%. Its scattering matrix is measured below the first duct cut-on frequency (1143 Hz) using the two-sources method [27] and two ¼ inch condenser microphones separated by 0.05 m, located upstream and downstream of the test section. One could then deduce the acoustic power dissipated, reflected and transmitted by the ABH muffler with perforated coating, as shown in Figure 6.

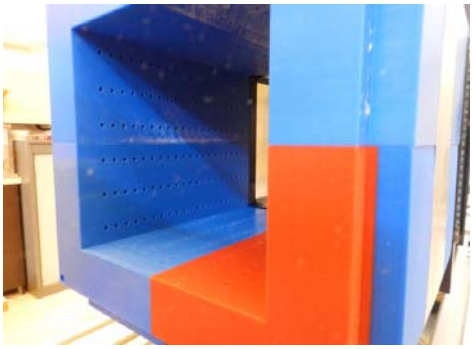


Figure 6- Photograph of the square ABH muffler with a perforated lining.

Numerical finite element calculation of the ABH acoustical performance has been performed with Comsol and compared to that measured in the waveguide. One consistently observes in Figure 7 from both model and measurements that the ABH efficiency range (with a dissipation greater than 0.95) only occurs between 700 Hz and 800 Hz due to non-optimized MPP and ABH parameters. The added inertial effect of the perforated coating is responsible for the shift down to 730 Hz of the maximum dissipation value, that would otherwise occur at higher frequencies if not coated. The measured dissipation over (resp. under-) estimates that calculated above (resp. below) 730 Hz. It is likely related to the internal porosity and surface roughness of the polymer that respectively enhances the added resistivity and modified the viscous boundary layer thickness.

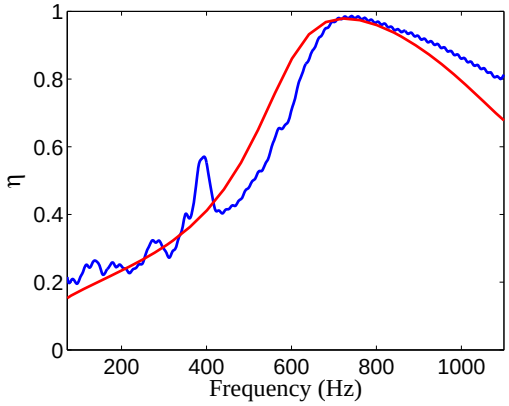


Figure 7- Acoustic power dissipated by the coated ABH muffler: calculated by FEM (red) and determined experimentally (blue).

5 Conclusions

A MPP-coated ABH muffler is proposed that is able to achieve both low reflection, low transmission and high dissipation over a broad bandwidth. The key mechanisms are impedance matching and merging of the cavities individual resonances. The MPP coating achieves a suitable added resistivity able to compensate for the inertial or stiffness leakages so that the incident wave is trapped and dissipated inside the ABH structure over a wideband efficiency range. Slow sound effects and wave attenuation are shown to be effective, especially over the efficiency bandwidth of the ABH. TMM and FEM models have shown to consistently predict the acoustical performance of MMP-coated ABH mufflers. In particular, lowering the MPP holes diameter or perforation ratio shifts the ABH muffler efficiency range towards the low-frequencies. An optimal value of the MPP holes diameter has been found from particle swarm algorithm below which the losses exceed the leakages.

The predicted FEM acoustical performance compared reasonably well against those measured in a transmission tube on a 3D printed ABH muffler. The correlation could however be improved if the muffler parameters were characterized and accounted for in the ABH optimization process in order to achieve a robust design of ABH muffler from cost-effective additive manufacturing. On-going studies incorporate the effect of a mean grazing flow into the models and experiments are being performed in a low-speed wind-tunnel to assess the sensitivity of the ABH effect to upstream or downstream flow conditions.

Acknowledgements

This work is part of the project TED2021-130103B-I00, funded by MCIN/AEI/10.13039/501100011033 and the European Union “Next Generation EU”/PRTR, and project PID2022-139414OB-I00 funded by MCIN/AEI/10.13039/501100011033/ and by "ERDF A way of making Europe". It has also received support from the French government under the France 2030 investment plan, as part of the Initiative d'Excellence d'Aix-Marseille Université - A*MIDEX (AMX-22-RE-AB-157). The authors are grateful to E. Bertrand for their technical and experimental support during the wind-tunnel testing at IRPHE Laboratory.

References

[1] Bies, D.A., Hansen, C.H., Howard, C.Q. & Hansen, K.L. (2023). *Engineering Noise Control,* Taylor & Francis Group, LLC, Boca Raton, USA.
[2] Fuch, H. (2013). Applied Acoustics: Concepts, Absorbers, and Silencers for Acoustical Comfort and Noise Control, Springer-Verlag, Berlin, Germany.
[3] Mercat, F. (2021). Nacelle acoustic liners desing and integration in aircraft environment, Workshop *DOCCLA*, Onera, Bordeux, France, 14-17 June 2021.
[4] Yu, Z., Cheng D. & Huang, X. (2019). Low-Frequency Road Noise of Electric Vehicles Based on Measured Road Surface Morphology, *World Electric Vehicle Journal*, Vol. 10(2), 33.
[5] Hansen, C.H. (2001). Understanding Active Noise Control Cancellation, *Spon Press*, London, U.
[6] Hansen, C.H. & Hansen, K.L. (2022). Noise Control, from concept to application, *CRC Press*, Taylor and Francis Group, Oxon, United Kingdom.
[7] Maa, D. Y. (1998). Potential of microperforated panel absorbers, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 104, 2861–2866.
[8] Maa, D. Y. (1997). Microperforated-panel wideband absorbers, *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 29, 77–84.

[9] Kang, J. & and Fuchs, H.V. (1999). Predicting the absorption of open weave textiles and micro-perforated membranes backed by an air space, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 220, 905–920.
[10] Allam, S. & Åbom, M. (2011). A New Type of Muffler Based on Microperforated Tubes, *ASME Journal of Vibration and Acoustics* Vol. 133, 1–8.
[11] Maury, C., Bravo, T. & Mazzoni, D. (2019). The use of micro-perforations to attenuate the cavity pressure fluctuations induced by a low-speed flow, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 439, 1-16.
[12] Bravo, T., Maury, C. & Pinhede, C. (2016). Optimisation of micro-perforated cylindrical silencers in linear and nonlinear regimes, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 363, 359–379.
[13] Bravo, T., Maury, C. & Pinhede, C. (2013). Enhancing sound absorption and transmission through flexible multi-layer micro-perforated structures, *Journal of the Acoustical Society of* America Vol. 134 (5), 3663–3673.
[14] Sakagami, K., Morimoto, M. & Koike, W. (2006) A numerical study of double-leaf microperforated panel absorbers, *Applied Acoustics*, Vol. 676, 609–619.
[15] Wang, C. & and Huang, L.H. (2011). On the acoustic properties of parallel arrangement of multiple micro-perforated panel absorbers with different cavity depths, *Journal of the Acoustical Society of America* Vol. 130(1), 208-218.
[16] Cummer, S.A., Christensen, J. & and Alu, A. (2016). Controlling sound with acoustic metamaterials, *Nature Reviews*, 16001, 1-13.
[17] Ma, G. & and Sheng, P. (2016). Acoustic metamaterials: From local resonances to broad horizons, *Science Avances*, Vol. 2, 1-16.
[18] Mi, Y., Zhai, W., Cheng, L., Xi, C. & Yu, X. (2021). Wave trapping by acoustic black hole: Simultaneous reduction of sound reflection and transmission, *Applied Physics Letters* Vol. 118 (11), 114101.
[19] Mironov, M.A. & Pislyakov, V.V. (2002). One-Dimensional Acoustic Waves in Retarding Structures with Propagation Velocity Tending to Zero, *Acoustical Physics* Vol. 48: 347–352.
[20] Mironov, M.A. & Pislyakov, V.V. (2020). One-Dimensional sonic black holes: Exact analytical solution and experiments, *Journal of Sound and Vibration* 473, 347–352.
[21] Bravo, T. & Maury, C. (2023). Broadband sound attenuation and absorption by duct silencers based on the acoustic black hole effect: Simulations and experiments, Journal of Sound and Vibration, Vol. 561, 117825.
[22] Guasch, O., Sánchez-Martín & P., Ghilardi, D. (2020). Application of the transfer matrix approximation for wave propagation in a metafluid representing an acoustic black hole duct termination, *Applied Mathematical Modelling* Vol. 77, 1881–189.
[23] Mousavi, A., Berggren, M. & Wadbro, E. (2022). How the waveguide acoustic black hole works: A study of possible damping mechanisms, *Journal of the Acoustical Society of America* 151 4279–4290.
[24] Zhang, X. & Cheng, L. (2021). Broadband and low frequency sound absorption by Sonic black holes with Micro-perforated boundaries, *Journal of Sound and Vibration* 512, 116401.
[25] Champoux, Y. & and Allard, J.F. (1991). Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media, *Journal of Applied Physics*, Vol. 70, 1975–1979.
[26] Parsopoulos, K: & Vrahatis, M. (2002). Recent approaches to global optimization problems through Particle Swarm Optimization, *Natural Computing*, Vol. 116, 235-3063.
[27] Lavrentjev, J., Åbom, M. & Bodén, H. (1995). A measurement method for determining the source data of acoustic two-port sources, *Journal of Sound and* Vibration, Vol. 183, 517–531.

SUPERCRISTALES ACÚSTICOS CON ABSORCIÓN VISCOSA EXTRAORDINARIA A BAJAS FREQUENCIAS

Martin Ibarias[1], Arkadii Krokhin[2], José Sánchez-Dehesa[1]

[1]Grupo de Fenómenos Ondulatorios, Universitat Politècnica de València, ES-46022 Valencia. España.
{e-mail: maibaal1@upv.es; jsdehesa@upv.es}
[2]Department of Physics, University of North Texas, USA
{e-mail: arkadii@unt.edu}

Resumen
Presentamos el diseño y realización de estructuras acústicas bidimensionales que denominamos supercristales (SCs) con el objetivo de obtener la máxima disipación viscosa a bajas frecuencias. Un SC consiste en la combinación de dos cristales fonónicos (PnC) con periodicidades muy diferentes, donde uno de los dos PnC se comporta como el fondo del otro y ambos se homogenizan como un todo. Hemos desarrollado una teoría analítica de homogenización que permite obtener el coeficiente efectivo de atenuación del sonido en un SC como función de la frecuencia y la fracción de llenado. Esta teoría es válida para cualquier sección transversal de cilindros y cualquier red de Bravais. Aquí mostramos resultados para SCs realizados con barras rígidas de sección circular embebidas en aire. El cristal fonónico con menor parámetro de red a_1 actúa como fondo donde se coloca el cristal fonónico con barras cilíndricas de mayor diámetro distribuidas en una red hexagonal con parámetro de red a_2 mucho mayor que el anterior; $a_2 \approx 20a_1$. Los resultados teóricos indican que los coeficientes de atenuación para los SCs estudiados son entre un 20% y un 45% mayor que el decaimiento obtenido con el PnC con parámetro de red más pequeño. Los resultados analíticos están en buen acuerdo con las simulaciones numéricas basadas en elementos finitos y con medidas realizadas con muestras fabricadas en impresoras 3D.

Palabras-chave: absorción viscosa, cristal fonónico, doble periodicidad, supercristal.

Abstract
This work presents the design and practical realization of acoustic structures denominated supercrystals (SCs) to obtain maximum viscous absorption. An SC consists of a combination of two phononic crystals (PnC) with different periodicities where one PnC acts as the background of the other and both homogenize as a unique structure. We have developed an analytic theory to homogenize the SC to obtain the effective viscous attenuation coefficient that depends on the frequency and the lattice filling fraction. The theory is valid for any section of the scatterers and Bravais lattice. Here, we show results for SCs made of hard rods with circular cross-sections embedded in air. The PnC with lower lattice period a_1 acts as the background of the other, which consists of a PnC with rods of larger diameters distributed in a hexagonal lattice with period a_2, which is much larger, i.e., $a_2 \approx 20a_1$. The theoretical results regarding the attenuation coefficients indicate that the SCs have values about 20% and 45% larger than those obtained for the PnC with a smaller lattice period. The analytical results agree with numerical simulations based on the finite element method and measurements made on samples fabricated in a 3D printer.

Keywords: viscous losses, super crystal, double periodicity, acoustic metamaterial.

PACS nos. 66.20.Cy, 62.65.+k, 43.20.-f, 81.05.Xj

1 Introducción

Cuando una onda de presión de sonido se propaga en un fluido con viscosidad sufre una atenuación exponencial que va como $p(x) \sim e^{-\gamma_0 x}$, donde el coeficiente de atenuación crece cuadráticamente con la frecuencia. Esto es,

$$\gamma_0 = \frac{\omega^2}{2\rho_0 c_0^3}\left[\frac{4}{3}\eta + \xi\right], \tag{1}$$

donde ρ_0 es la densidad del fluido, η y ξ son los coeficientes de viscosidad y la velocidad del sonido es c_0. Sin embargo, el coeficiente de atenuación γ_0 representa solo una absorción débil porque los gradientes de velocidad en el fluido son muy pequeños. No obstante, si temenos una una interfaz fluido-sólido, se forma una capa límite viscosa de pequeño grosor δ donde aparecen gradientes de velocidad mayores donde el sonido es fuertemente absorbido por efectos termo-viscosos [1].

Es así que debido a la alta absorción de sonido en estructuras con interfaces sólido-fluido, han surgido varios trabajos donde se explota esta propiedad como, por ejemplo, estructuras con micro cavidades y resonancias híbridas [2-6], estructuras con gradientes [7-9], estructuras periódicas con pérdidas viscosas [10-12] y sistemas de múltiple escala compuestos de espumas o inclusiones periódicas [13-17]. En particular, en los sistemas de múltiple escala, debido a la formación de múltiples fronteras viscosas y a la interacción entre los distintos dispersores, se consigue un aumento en la absorción del sonido. Es por eso que los sistemas de múltiple escala son interesantes de estudiar.

Una forma de construir un sistema de múltiple escala es mediante dos cristales fonónicos, donde uno esté embebido en el otro. De esta manera, uno de los cristales fonónicos sirve como fondo de metafluido para el otro cristal fonónico. Esto podría llevarnos a la mejora de algunas propiedades, como la inercia, que fue previamente predicha fenomenológicamente en la Ref. [16].

Este trabajo presenta una teoría analítica para calcular el coeficiente de decaimiento de un cristal fonónico de doble escala. A este sistema lo llamamos supercristal acústico (SC) y mostramos cómo es posible obtener una mejora significativa en la absorción del sonido debido a la interacción de doble escala de los dispersores. Se presentan resultados experimentales, numéricos y analíticos.

2 Teoría

Consideremos una red bidimensional de varillas sólidas con circunferencia L y período a. Aquí, la pérdida de energía debida a la interacción de una sola varilla sólida se calcula mediante

$$\Delta E/E \sim (\delta/\lambda)(L/a) \tag{2}$$

donde la capa viscosa formada alrededor de la varilla $\delta \ll \lambda = 2\pi c_0/\omega$. En el caso de un cristal fonónico bidimensional, estas pérdidas pueden estimarse como

$$\gamma_{ph} \sim \Delta E/aE \sim \frac{L}{a^2}\sqrt{\frac{\omega\eta_0}{\rho_0}} \sim \frac{1}{ac_0}\sqrt{\frac{f\omega\eta_0}{\rho_0}}, \tag{3}$$

donde $f \sim (L/a)^2$ es la fracción de llenado de los dispersores sólidos en la red bidimensional.

Sin embargo, esta aproximación no tiene en cuenta ni la interacción entre cada una de las varillas sólidas, ni la geometría de la celda unitaria ni la geometría del dispersor. Por lo tanto, esta fórmula subestima las pérdidas disipativas en un cristal fonónico. Una forma de tener en cuenta la contribución de todos los dispersores sólidos y todos los parámetros geométricos del sistema es haciendo una expansión en ondas planas. La fórmula exacta para calcular el coeficiente de decaimiento para un cristal fonónico bidimensional en el límite de baja frecuencia (donde la relación de dispersión es lineal, $\omega = c_{eff}k$ [18]) fue publicada en la Ref. [12] y va como:

$$\gamma_{ph}(\hat{\boldsymbol{k}}) = \frac{L}{2A_c c_{eff}(\hat{\boldsymbol{k}})}\sqrt{\frac{\omega\eta_0}{2\rho_0}}\frac{M(\hat{\boldsymbol{k}},\rho_0)}{N(\hat{\boldsymbol{k}},\rho_0)}, \tag{4}$$

donde $M(\hat{\boldsymbol{k}},\rho_0)$ y $N(\hat{\boldsymbol{k}},\rho_0)$ están representados por series sobre los vectores de la red recíproca $\boldsymbol{G}$. c_{eff} es la velocidad efectiva del sonido, y $\hat{\boldsymbol{k}}$ es el vector de onda. El funcional M depende de los factores de forma de los dispersores

$$F(\boldsymbol{G}) = \frac{1}{A_c}\int_a e^{-i\boldsymbol{G}\cdot\boldsymbol{r}}d\boldsymbol{r} \tag{5}$$

siendo A_c el área de la celda unitaria. El funcional N está relacionado con la disipación dentro de la capa límite, donde el factor de forma alrededor del contorno l_a que separa las varillas sólidas del entorno fluido es

$$L(\boldsymbol{G}) = \frac{1}{L}\oint_{l_a} e^{-i\boldsymbol{G}\cdot r}d\,l. \tag{6}$$

Si calculamos el decaimiento del sonido en un cristal fonónico usando estas fórmulas, se obtiene un fuerte aumento en las pérdidas viscosas a altas fracciones de llenado [10, 12] comparado a un medio compuestos de solo aire.

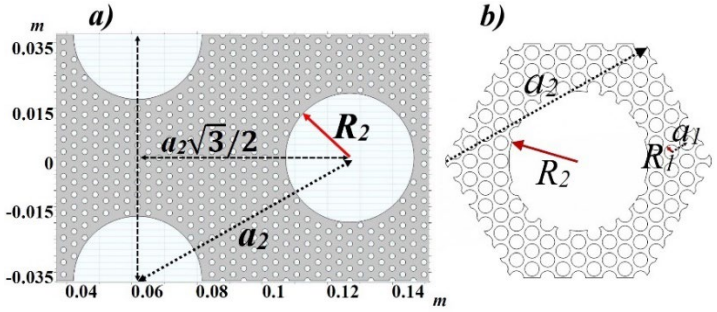


Figura 1- Supercristal bidimensional de varillas cilíndricas rígidas en aire. a) Cilindros pequeños de radio R_1 = 0.88169 mm dispuestos en una red hexagonal con período a_1 = 3.755 mm. Varillas grandes con R_2 = 19.715 mm y $a_2 = 20a_1$ = 75.1 mm. Ambas redes tienen fracciones de llenado similares, f_1 = 0.2 y f_2 = 0.25. b) Representación de la celda unitaria del supercristal. Para este ejemplo, usamos una red hexagonal, que es isótropa en 2D.

Por otro lado, en un SC, tenemos una homogenización de doble escala, es decir, dos redes se homogenizan como un todo. La Figura 1 representa un SC, que consiste en una red hexagonal de cilindros pequeños, con radio R_1 y período corto a_1, inmersa en aire, formando un fondo de metafluido para cilindros más grandes, de radio R_2 y período largo $a_2 = 20a_1$. Aunque podemos pensar que la red de periodo corto y el aire siempre será un fondo homogenizado independiente de la red de cilindros grandes, no es así. El SC se homogeniza como un todo y podemos considerar tanto la red pequeña como la red grande como el fondo de metafluido de la otra red y viceversa.

En el SC, podemos usar directamente la Ecuación (4) para obtener individualmente el coeficiente de decaimiento de cada red por separado y calcular la contribución aditiva de cada red. Sin embargo, esto lleva a una estimación incorrecta de las pérdidas viscosas de todo el SC. Esto se debe a que cuando la onda sonora interactúa con el SC, se encuentra tanto con los cilindros grandes como los pequeños y esta interacción conduce a un realce adicional de la disipación en el SC. Así, la dispersión entre redes afecta a cada coeficiente de decaimiento en la Ecuación (4) superando el valor del coeficiente de decaimiento individual de cada cristal fonónico que conforma al SC, es decir, tendremos dos coeficientes de decaimiento nuevos $\gamma_1 > \gamma_{ph1}$ y $\gamma_2 > \gamma_{ph2}$. Por lo tanto, el coeficiente de decaimiento total en el SC es

$$\gamma_{sc} = \gamma_1 + \gamma_2, \tag{7}$$

donde γ_1 y γ_2 se calculan usando una formula parecida a la Ecuación (4), pero con los parámetros del SC, es decir, con una nueva velocidad efectiva del sonido asociada a la interacción tanto de cilindros pequeños como los grandes con el aire c_{sc} y la densidad de masa adecuada en los funcionales para cada contribución $i-ésima$ de la red, $M(\rho_{eff_i})$ y $N(\rho_{eff_i})$. Así, el conjunto de ecuaciones para calcular el coeficiente de decaimiento del SC es

$$\gamma_1 = \frac{L_1}{2A_{c1}c_{sc}}\sqrt{\frac{\omega\eta_0}{2\rho_0}}\frac{M(\rho_{eff2})}{N(\rho_{eff2})}, \tag{8}$$

$$\gamma_2 = \frac{L_2}{2A_{c2}c_{sc}}\sqrt{\frac{\omega\eta_0}{2\rho_0}}\frac{M(\rho_{eff1})}{N(\rho_{eff1})}, \tag{9}$$

donde los parámetros adecuados han sido cambiados. Es importante notar que los funcionales ahora dependen de la densidad efectiva del fondo de metafluido según el caso. ρ_{eff_1} corresponde a la densidad de masa efectiva de la red pequeña y ρ_{eff_2} a la densidad de masa efectiva de la red más grande. En la raíz cuadrada, η_0 y ρ_0 permanecen sin cambios porque la disipación ocurre en la capa límite de cada dispersor, donde los gradientes de velocidad del aire cambian rápidamente.

Por otro lado, para calcular c_{sc} seguimos el procedimiento de la Ref. [18], pero reemplazando el fondo por las propiedades efectivas del metafluido correspondiente. En este paso, podemos considerar la red grande o la red pequeña como el fondo de metafluido y el resultado de c_{sc} sería el mismo porque la fórmula es simétrica y el SC se homogeniza como un todo.

3 Resultados y discusión

Para garantizar que los cálculos son correctos, los hicimos en la región de homogeneización $\lambda \geq 4a_2$ [19] y considerando fracciones de llenado donde las capas viscosas no se superponen entre sí. Considerando el SC de la Figura 1, calculamos el coeficiente de decaimiento con la Ecuaciones (7-9) obteniendo γ_{sc} = 0.0048 $\sqrt{\omega}$ m^{-1}. Con el fin de hacer una comparación directa con un cristal fonónico simple, calculamos el coeficiente de decaimiento correspondiente al fondo del SC anterior con la Ecuación (1), obteniendo γ_{ph_1} = 0.004 $\sqrt{\omega}$ m^{-1}. Así, el coeficiente de decaimiento del SC representa una atenuación de un 20 % más rápida. Esto se debe a la interacción entre ambas redes, tal como se explicó en la sección anterior. Si deseamos una atenuación aún mayor, podemos lograrlo utilizando redes con fracciones de llenado muy diferentes. Por ejemplo, utilizando la misma red hexagonal con a_1 = 3.755 mm y R_1 = 0.88169 mm (f_1 = 0.25) para el fondo, pero otra red más grande con f_2 = 0.6, obtenemos γ_{sc} = 0.0058 $\sqrt{\omega}$ m^{-1}. Esto representa una atenuación extraordinariamente más rápida de casi un 45 % en comparación con el fondo de metafluido. Es importante hacer hincapié que esta absorción extraordinaria se mantiene en el límite de bajas frecuencias muy debajo de la primera brecha prohibida en la estructura de bandas.

En la Figura 2, mostramos una comparación entre las simulaciónes COMSOL, los cálculos analíticos y las medidas experimentales (símbolos). Las simulaciones COMSOL se realizaron utilizando la aproximación de Capa Límite Termoviscosa (BLI) [20] con solo pérdidas viscosas (línea punteada) y con pérdidas visco térmicas (línea a trazos).

a) *b)*

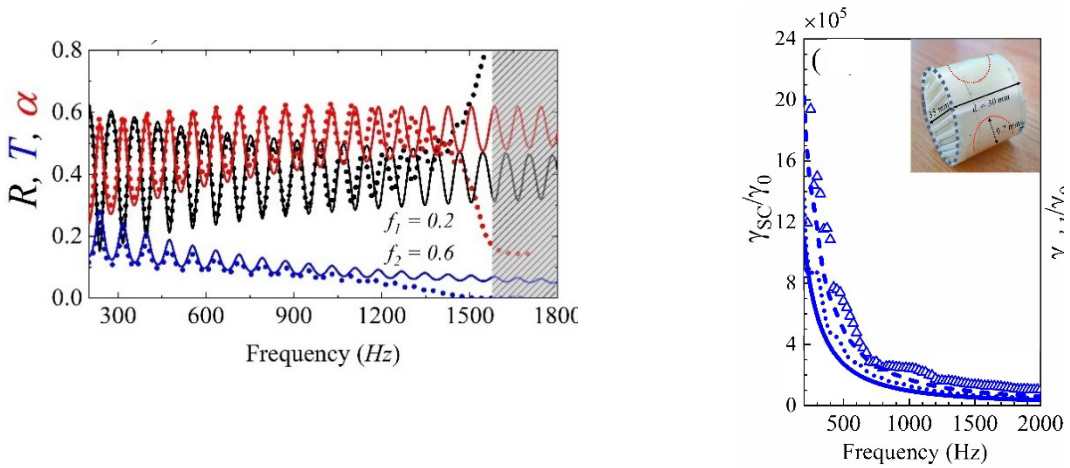


Figura 2 - a) Espectros de reflectancia, transmitancia y absorbancia para una barrera finita de SC con grosor d = 1.56 m. El área sombreada marca la zona de zanja prohibida. b) Parte imaginaria del vector de onda (coeficiente de decaimiento) del SC normalizado a su valor en aire. La línea sólida muestra cálculos analíticos, las líneas punteadas y a trazos son simulaciones numéricas incluyendo pérdidas

viscosas y termo viscosas, respectivamente. Los símbolos representan las medidas obtenidas con la muestra vista en la foto insertada.

En la Figura 2-a), vemos una buena coincidencia entre el cálculo analítico y las simulaciones aproximadamente hasta 1200 Hz, lo cual es bastante más arriba de lo que nos dicta la condición de homogenización (900 Hz) [19]. Las oscilaciones observadas en los espectros también están en buen acuerdo y corresponden a las resonancias de Fabry-Perot de 79 Hz calculadas con la fórmula $c_{sc}/2d$. Otro resultado importante se muestra en la Figura 2-b), donde hemos extraído la parte imaginaria del vector de onda a partir de una barrera finita de SC simulada en COMSOL. Esto se hizo utilizando el método de la Ref. [21]. Los resultados obtenidos de la barrera finita de SC en COMSOL también concuerdan bien con el coeficiente de decaimiento analítico del SC infinito. Es importante también notar que el coeficiente de decaimiento es aproximadamente 5 órdenes de magnitud mayor que el decaimiento en el aire, lo cual es un resultado esperado en sistemas con fronteras fluido-sólido.

Para demostrar la aplicabilidad de la teoría, decidimos fabricar en una impresora 3D la misma muestra de cristal sónico de múltiple escala descrita en la Ref. [16]. Para hacer los dispersores utilizamos plástico ABS con una densidad de 1.05 g/cm^3. El añadido en la Figura 2-b) es una foto de la muestra fabricada.

Los parámetros del SC son los siguientes: a_1 = 2.5 mm, a_2 = 33.7 mm, R_1 = 1 mm y R_2 = 9.7 mm. El espesor de la barrera del SC fue de d = 30 mm. Con este espesor, la barrera contiene 13 períodos a_1. Sin embargo, solo es posible ajustar una capa de los cilindros grandes con este tamaño. Las mediciones se realizaron en un tubo de impedancia acústica (ACUPRO) con un transductor JBL 2426H. Utilizando el método de matriz de transferencia [22], obtuvimos $Z = \rho c$ y el número de onda complejo $k_{eff} = k + i\gamma$ a partir de los datos experimentales. Con ambos parámetros, calculamos la velocidad compleja del sonido mediante la fórmula conocida $c_{complex} = \omega/k_{eff}$.

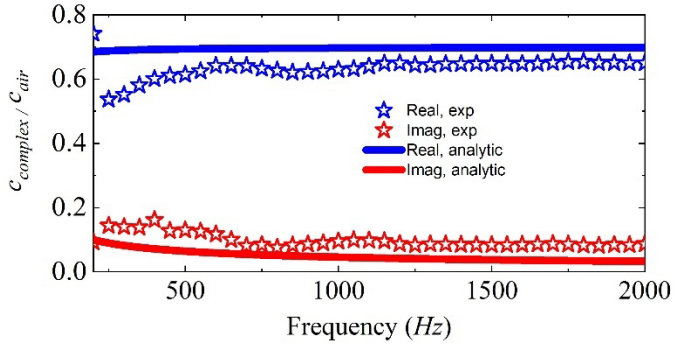


Figura 3 - Velocidad del sonido compleja normalizada en un SC con parámetros a_1 = 2.5 mm, a_2 = 33.7 mm, R_1 = 1 mm y R_2 = 9.7 mm. Las líneas y símbolos corresponden a medidas experimentales en una barrera finita de SC, y la línea continua a cálculos analíticos en un SC infinito con los mismos parámetros geométricos de las redes de la muestra finita.

En la Figura 3 se muestra la velocidad del sonido compleja normalizada en un SC. Las líneas y símbolos corresponden a las mediciones de la muestra finita y la línea continua a los cálculos analíticos en un SC infinito. Podemos observar que, aunque en la muestra finita solo tenemos una capa de cilindros grandes, tanto la parte real como la imaginaria de la velocidad del sonido compleja están muy cerca del resultado predicho por nuestra teoría. Por otro lado, la parte real de la muestra finita tiende al valor exacto de la teoría para frecuencias más altas.

4 Conclusiones

Hemos presentado una teoría analítica para el cálculo del coeficiente de decaimiento viscoso en un supercristal acústico. Los resultados muestran cómo este tipo de sistemas múltiple escala pueden aumentar significativamente la absorción del sonido en comparación con un caso simple de cristal fónico con una sola red periódica. La teoría es válida para cualquier red de Bravais, cualquier geometría de dispersores, cualquier fracción de llenado y para todas las frecuencias por debajo de la primera zanja de frecuencias prohibida.

Todos los resultados analíticos concuerdan bien con las simulaciones de COMSOL y parcialmente con los experimentos.

Agradecimentos

M. Ibarias agradece a Jesús Arriaga por discusiones útiles durante la realización del trabajo.

Referências

[1] L.D. Landau and E.M. Lifshitz. Fluid Mechanics. Oxford: Elsevier, 1984.

[2] H. Ruiz, C.C. Claeys, E. Deckers, and W. Desmet, (2016). Numerical and experimental study of the effect of microslits on the normal absorption of structural metamaterials. Mechanical Systems and Signal Processing, 70-71:904–918.

[3] Chong Rui Liu, Jiu Hui Wu, Zhengrui Yang, Fuyin Ma, (2020). Ultra-broadband acoustic absorption of a thin microperforated panel metamaterial with multi-order resonance. Composite Structures, 246:112366.

[4] Miguel Molerón, Marc Serra-Garcia, and Chiara Daraio, (2016). Visco-thermal effects in acoustic metamaterials: from total transmission to total reflection and high absorption. New Journal of Physics, 18(3): 033003.

[5] Xue Jiang, Yong Li, and Likun Zhang, (2017). Thermoviscous effects on sound transmission through a metasurface of hybrid resonances. The Journal of the Acoustical Society of America, 141(4): EL363–EL368, 04.

[6] Diana Maria Garza-Agudelo, Vicente Cutanda Henriquez, Cheol-Ho Jeong, Peter Risby Andersen, Martin Ibarias, José Sanchez-Dehesa, and Frieder Lucklum, (2024). Metasurfaces for sound absorption over a broad range of wave incidence angles. Applied Acoustics, 220:109965.

[7] Xiuhai Zhang, Zhiguo Qu, and Hui Wang, (2020). Engineering acoustic metamaterials for sound absorption: From uniform to gradient structures. iScience, 23(5): 101110.

[8] X.H. Zhang and Z.G. Qu, (2022). Viscous and thermal dissipation during the sound propagation in the continuously graded phononic crystals. Applied Acoustics, 189:108606.

[9] Vicente Cutanda Henríquez and José Sánchez-Dehesa, (2021). Viscothermal effects in a two-dimensional acoustic black hole: A boundary element approach. Phys. Rev. Appl., 15:064057.

[10] M. Ibarias, J. Doporto, A. A. Krokhin, and J. Arriaga, (2022). Tuning the decay of sound in a viscous metamaterial. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 380(2237): 20220007.

[11] Vicente Cutanda Henríquez, Victor M. García-Chocano, and José Sánchez-Dehesa, (2017). Viscothermal losses in double-negative acoustic metamaterials. Phys. Rev. Appl., 8:014029.

[12] M. Ibarias, Yu. Zubov, J. Arriaga, and A. A. Krokhin, (2020). Phononic crystal as a homogeneous viscous metamaterial. Phys. Rev. Res., 2: 022053.

[13] J.-P. Groby, A. Wirgin, L. De Ryck, W. Lauriks, R. P. Gilbert, and Y. S. Xu, (2019). Acoustic response of a rigid-frame porous medium plate with a periodic set of inclusions. The Journal of the Acoustical Society of America, 126(2):685–693, 08.

[14] J.-P. Groby, O. Dazel, A. Duclos, L. Boeckx, and L. Kelders, (2011). Enhancing the absorption coefficient of a backed rigid frame porous layer by embedding circular periodic inclusions. The Journal of the Acoustical Society of America, 130(6): 3771–3780, 12.

[15] C. Lagarrigue, J. P. Groby, V. Tournat, O. Dazel, and O. Umnova, (2013). Absorption of sound by porous layers with embedded periodic arrays of resonant inclusions. The Journal of the Acoustical Society of America, 134(6): 4670–4680, 12.

[16] Matthew D. Guild, Victor M. Garcia-Chocano, Weiwei Kan, and José Sánchez-Dehesa, (2014). Enhanced inertia from lossy effective fluids using multi-scale sonic crystals. AIP Advances, 4(12): 124302, 11.

[17] Chang-Yong Lee, Michael J. Leamy, Jason H. Nadler, (2010).Frequency band structure and absorption predictions for multi-periodic acoustic composites. Journal of Sound and Vibration, 329(10): 1809–1822.

[18] A. A. Krokhin, J. Arriaga, and L. N. Gumen, (2003). Speed of sound in periodic elastic composites. Phys. Rev. Lett., 91: 264302.

[19] Daniel Torrent, Andreas Håkansson, Francisco Cervera, and José Sánchez-Dehesa, (2006). Homogenization of two-dimensional clusters of rigid rods in air. Phys. Rev. Lett., 96: 204302.

[20] Mark J. Cops, J. Gregory McDaniel, Elizabeth A. Magliula, David J. Bamford, and Martin Berggren, (2020). Estimation of acoustic absorption in porous materials based on visco-thermal boundary layers modeled as boundary conditions. The Journal of the Acoustical Society of America, 148(3):1624–1635, 09.

[21] Vladimir Fokin, Muralidhar Ambati, Cheng Sun, and Xiang Zhang, (2017). Method for retrieving effective properties of locally resonant acoustic metamaterials. Phys. Rev. B, 76:144302.

[22] Bryan H. Song and J. Stuart Bolton, (2000). A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials. The Journal of the Acoustical Society of America, 107(3):1131–1152, 03.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

SIMULATION OF THE ACOUSTIC SCATTERING IN A 2D WAVEGUIDE WITH A DYNAMIC HELMHOLTZ RESONATOR

David Ortega Patón[1], Rubén Picó[2], Jan-Philipp Weiβ[3]

[1] Universidad de Málaga
dort@uma.es
[2] IGIC, Universitat Politècnica de València, Paranfimf, E-46730 Grao de Gandia, Spain
rpico@fis.upv.es
[3] OTH Regensburg
hanphilipp.weiss@oth-regensburg.de

Abstract
Acoustic systems that can change their properties over time establish the base for acoustic space-time metamaterials. Acoustic space-time metamaterials are engineered structures that manipulate sound waves in both space and time and possess unique properties that allow for dynamic control and adaptation of their effective acoustic behavior. By altering the structure or composition of these materials, researchers can influence the propagation, reflection, and absorption of sound waves in intricate ways. This work explores the temporal dynamic behavior of Helmholtz resonators, including time-dependent parameters to tune their acoustics properties. Through the finite element method, the study investigates how the time-dependent variation of the cavity in a Helmholtz resonator affects its acoustic behavior, describing the temporal evolution of this resonator when coupled into a two-dimensional waveguide. According to the first obtained results, this dynamic behavior changes the transmission loss peak position compared to the static case, strongly influenced by the frequency of the cavity variation and its amplitude. This work could help advance the dynamic metamaterials field by investigating their temporal properties and potential in numerous technological fields, holding promise for diverse applications due to their dynamic adaptability.

Key words: dynamic resonators, simulation, transmission loss, time-varying

PACS nº. 43.20.Fn, 43.20.Fn

1 Introduction

A Helmholtz resonator (HR) is an acoustic device comprising a cavity with an open neck, designed to resonate at a specific frequency determined by the cavity volume and neck dimensions, often used to absorb or emit sound at its resonant frequency. The HR is a fundamental model in acoustics and finds extensive application in engineering due to its straightforward design, adaptability, and robustness. Beyond its basic function, the HR's ability to be easily tuned to different frequencies makes it invaluable in various noise control and sound optimization scenarios, enhancing its versatility and effectiveness in practical applications.

The present work aims to provide a study on the transmission phenomena within a two-dimensional acoustic waveguide when a Helmholtz resonator with varying cavity volume is placed between the input and output sides of the waveguide as depicted in Figure 1. This variation of the resonator volume is produced by harmonically moving its backing wall according to a specific frequency, thus changing the HR's resonant frequency over time. This work can serve as a first step into the space-time metamaterials field described in [1] and [2] as the properties of such systems can be varied in space and time to provide new features.

The acoustic damping of a Helmholtz resonator with an oscillating volume was investigated in [3] to be applied as an acoustic damper to stabilize unstable combustion systems. They compare an experimental setup with the numerical results of the waveguide subjected to a low Mach number grazing flow, concluding that the volume oscillation can either increase or decrease the acoustic power absorbed by the resonator depending on the phase that drives the oscillation. In that work, the excitation frequency was fixed at the resonator's resonance, and only phase changes were employed to evaluate the effect in opposition to the present study, where the initial phase is kept constant at 0º, and the varying parameter is the frequency of the moving wall.

The development of this work is entirely based on numerical methods, namely the Finite Element Method implemented with COMSOL Multiphysics®, aiming to explore the acoustic behavior of a time-varying HR. It mainly employs the acoustics module, which plays a major role in current research in acoustics engineering.

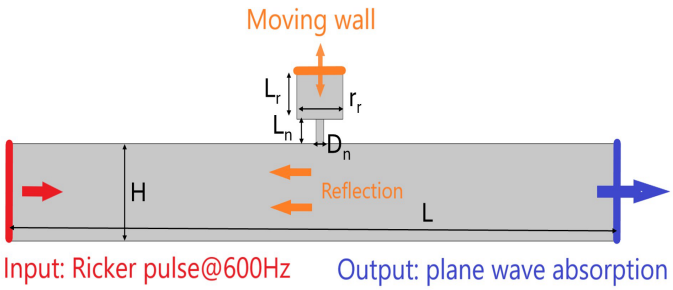


Figure 1: Schematics of the proposed problem

The materials and methods are described in Section 2. The necessary theory to understand this study and the specific boundary conditions applied are defined in Section 3 with more in-depth details regarding the study types in the numerical method. Section 4 offers a discussion and comments based on the results obtained, and Section 5 covers the main takeaways from this work and proposes further steps to continue the research.

2 Materials and methods

This section describes all the steps taken to set up the FEM model to tackle the described problem

2.1 Geometry

The geometry shown in Figure 1 consists of a Helmholtz resonator coupled into an acoustic waveguide. The acoustic waveguide dimensions are set to ensure the propagation of plane waves below 1000 Hz with a diameter H = 0.08 m and a length L = 1 m, as it is the region of interest. The resonator's volume is tuned to resonate at 600Hz (see Section 3) with dimensions of r_r = 3 cm for the radius and L_r = 4 cm as the vertical length (the one that will be varied in time). The diameter of the neck that connects the waveguide to the resonator is set to D_n = 1 cm, and its length L_n = 2 cm. These parameters have been fixed to study the effect of the moving frequency and its amplitude.

2.2 Mesh

The 2D mesh consists of free quad elements, as shown in Figure 2. The final mesh contains 60 quads with an average element quality of 0.98 and a maximum element size of 9 mm. The mesh could be further optimized to reduce the total degrees of freedom as the proposed problem focuses mainly on

low-frequencies; however, it was preferred to leave it like shown in Figure 2 as the total degrees of freedom were less than 2000 in the Time-Domain study with a computational time of less than 4 minutes on average for one frequency (run on an Intel i7-12700H with 32GB of RAM).

2.3 Physics interfaces

The main physics interface used is *Pressure Acoustics, Transient*, which enables the control of the moving wall in the time domain. However, the interface *Pressure Acoustics, Frequency Domain* has also been used to reference and benchmark the static configuration's transmission properties (with no movement at the resonator's upper wall).

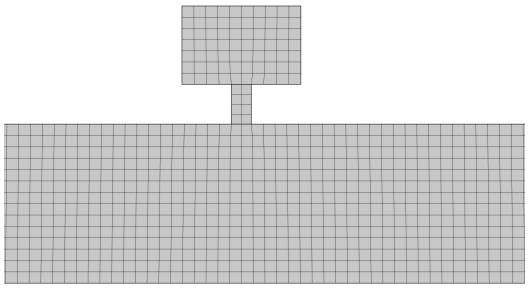


Figure 2: Mesh for the proposed problem.

The input and output boundary conditions are set with the *Plane Wave Radiation* boundary feature, giving the input boundary the property of *Incident Pressure Field* with a *User defined* pressure field type that enables the control of the input energy to the system. This pressure field is created as a Ricker wavelet pulse defined in Section 3 and implemented via an analytic function with a center frequency at the resonator's resonance frequency. Applying this boundary condition makes absorption possible at both ends of the waveguide, thus avoiding reflections. The rest of the boundaries are set to *Sound Hard Boundary (Wall)*. The material applied to the domain is air with c= 343m/s and ρ =1 .21kg/m^3. This work does not consider dissipation due to thermo-viscous losses in the narrow region as it would have to be manually implemented in the *Pressure Acoustics, Transient* interface via a complex sound speed and is not a goal for this preliminary study.

2.4 Moving mesh

To model the cavity's moving wall, the *Moving Mesh* interface is needed to account for the domain's dimension change at each time instance. A prescribed deformation in the vertical direction y is applied at the boundary with a sinusoidal harmonic movement $f(t) = A_{mov}\sin(2\pi \cdot f_{mov}t)$, with amplitude A_{mov}, and frequency f_{mov}. Moreover, a *Deforming Domain* is applied to the resonator's cavity 2D domain with a *Yeoh* mesh smoothing type with a stiffening factor of 10 and no initial deformation as shown in Figure 3.

The moving mesh is shown in Figure 4 at two different time instances to evaluate the mesh under compression or a stretch. Both are considered to have good quality for the present study, although further refinement of the corners (especially for the compression case) is advised as the next step. To observe the effect on the transmission with different moving frequencies of the wall, the movement of this boundary will be of 1 cm of amplitude at 10Hz, 30Hz, 60Hz, 300Hz, 600Hz, and 720Hz. However, it is preferred to reference the moving frequency f_{mov} to the resonant frequency of the excitation f_{res} as $\beta = \frac{f_{mov}}{f_{res}}$, resulting in ratios of β = 0.016, 0.05, 0.1, 0.5, 1, and 1.2.

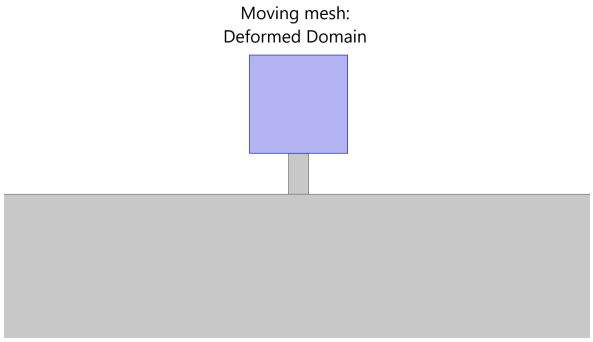
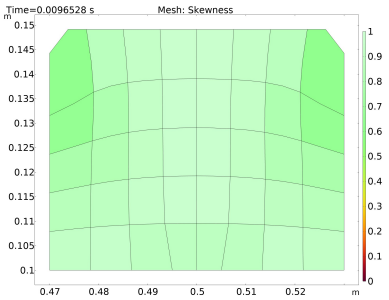
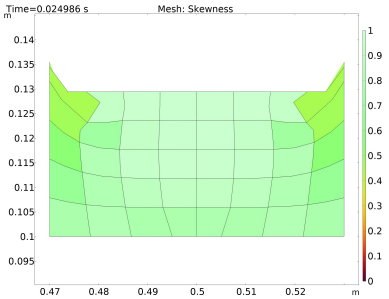


Figure 3: Deformed domain within the moving mesh property.



(a) Stretched mesh.



(b) Compressed mesh

Figure 4: Skewness of the moving mesh at two different time instants.

Moreover, a separate case where the moving frequency is fixed to β = 0.016 (10 Hz) is carried out with varying amplitude of the movement, defined by the relative term $\alpha = \frac{A_{mov}}{L_r}$ with values of α = 0.025, 0.25, 0.5, and 0.76, corresponding to absolute amplitudes of 1 mm, 1cm, 2 cm, and 3 cm respectively.

3 Theoretical background

The theoretical foundation of the problem is described in this section, covering the underlying partial differential equations used by the Finite Element Method and the most relevant theoretical concepts describing the Helmholtz resonator.

3.1 Numerical studies

The dependent variable solved for in all the used studies is the acoustic pressure. However, the equations that define this pressure are different for the frequency and time domain studies, thus they are reviewed in the following sections.

3.1.1 Frequency dependent

This study employs the inhomogeneous Helmholtz equation solved for the pressure $p(\mathbf{x}) = p(x,y)e^{-ikz}$:

$$\nabla \cdot (-\frac{1}{\rho}(\nabla p_t - \mathbf{q}_d)) - \frac{k_{eq}^2 p_t}{\rho} = Q_m \tag{1}$$

where ρ is the density of the medium (non-complex value for the present case), $p_t = p + p_b$ is the total pressure with p_b being the background pressure, k_{eq} is the wave number defined as $k_{eq}^2 = \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - k_z^2$, with k_z being the out-of-plane wave number set to 0, c is the sound speed (non-complex in this case), and $\boldsymbol{q}_d$ and Q_m are dipole and monopole sources, respectively.

The first study was done in the frequency domain due to its simplicity and computational efficiency to serve as a reference and benchmark for the subsequent time domain simulation. Thus, no movement of the resonator's wall was implemented due to the static nature of the analysis. The input and output are modeled through the *Port* boundary condition of the *Slit* type that model the plane wave mode, being the input enabled for incident wave excitation. This boundary condition establishes the total acoustic pressure p_t at a given boundary following the expression:

$$p_t = \sum_{i \in bnd} A^{in} e^{i\Phi}(S_{ij} + \delta_{ij}) p_i \tag{2}$$

where the summation i is over all ports on the given boundary bnd, S_{ij} is the components of the scattering matrix, p_i is the port mode shape of the i-th port, A^{in} is the amplitude, ϕ is the phase of the incident wave (source). The rest of the boundaries are defined by a null transverse velocity.

3.1.2 Time dependent

The transient study consists of only one step: *Time Dependent*. A *Direct* time-dependent solver is chosen using a *Generalized alpha* method with a free time stepping strategy. It provides higher accuracy with less damping than order methods such as BDF (see [4] for more information regarding time-dependent studies). This time step is applied to both physics interfaces (Pressure Acoustics and Moving mesh) via a *Fully Coupled* direct linear solver with an Automatic Newton nonlinear method.

The Time-Dependent study models a transient phenomenon in a stationary fluid by solving the following equation for the acoustics pressure $p = p(x,t)$

$$\frac{1}{\rho c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla \cdot (-\frac{1}{\rho}(\nabla p - \mathbf{q}_d)) = Q_m \tag{3}$$

The *Plane Wave Radiation* boundary condition is used for both the input and output having the former the extra node of *Incident Pressure Field* which creates the incident pressure p_i as a plane wave following $p_i = p_0 \cdot e^{-\mathrm{kx}}$, where p_0 is the wave amplitude, k is the wave vector, and x is the location on the boundary. The waveguide excitation is done by a single pulse with a Ricker wavelet shape. The Ricker wavelet pulse pressure field $f(t)$ as a function of time t is defined as

$$f(t) = (1 - 2\pi^2 f_M^2 (t - t_0)^2) e^{-\pi^2 f_M^2 (t - t_0)^2} \tag{4}$$

where f_M is the center frequency of the pulse, and t_0 is the time delay of the pulse. The time domain pressure amplitude of such pulse is shown in Figure 5a with its FFT in Figure 5b.

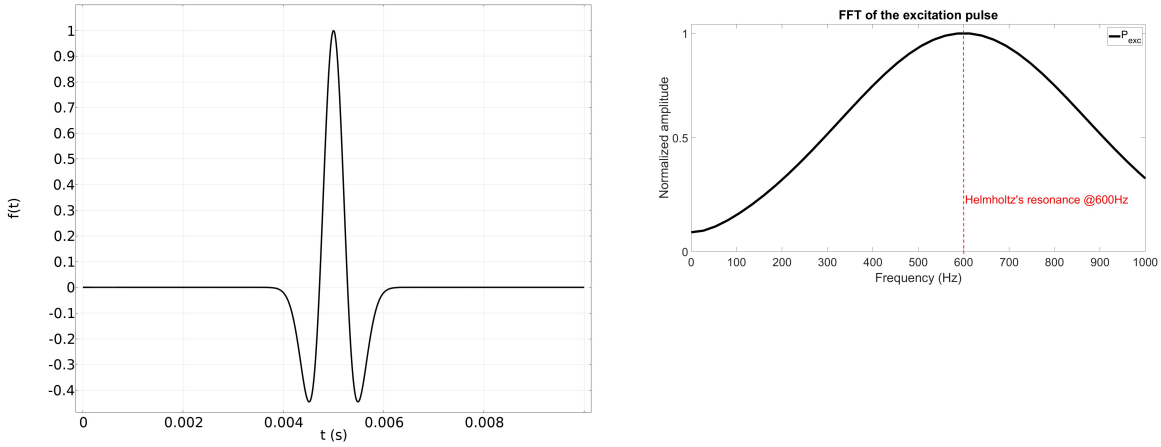


Figure 5: Time and frequency domain plots of the excitation signal. a) Time domain plot of the Ricker pulse with a center frequency fM =600 Hz. b) FFT of the excitation pulse.

In order to evaluate the system's behavior at different frequencies of the moving wall, a *Parametric Sweep* is added to the study.

3.2 Helmholtz resonators

As summarized in [5], an HR consists of a narrow neck connected to an air volume cavity as shown in 6. The mass of air in the neck $M_m = \rho_0 S_n L_{eq}$ is thus connected to the cavity that acts as a massless spring with stiffness $K_n = \rho_0 c_0^2 S_n^2 / V_c$ driven by an external sound pressure force $F = S_n p_0 \cdot e^{j\omega t}$, where p_0 is the oscillation sound pressure, ρ_0 and c_0 the air density and sound speed, respectively, L_{eq} and S_n are the neck's effective length and cross-sectional area respectively, ω is the angular frequency, and V_c is the cavity volume. From this, the resonant frequency f_{res} of a Helmholtz resonator is given by [6]

$$f_{res} = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{S_n}{V_c L_{eq}}}, \tag{5}$$

where $L_{eq} = L_n + 0.7D_n$ is the equivalent (corrected) length of the neck, with L_n being the actual length of the neck and D_n the neck diameter. Due to the twodimensional nature of the problem being solved, the volume V_0 is changed to the surface of the resonator S_{res}, and the cross-sectional area of the neck S_n is changed to the diameter of the opening D_n, thus resulting in

$$f = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{D_n}{S_{res} L_{eq}}} \tag{6}$$

Due to inaccuracies in this 2D translation of the problem, the correction factor applied to the length with the value of 0.7 is adjusted to be 5 to match the expected resonance to the one resulting from the simulation. This was carried out by adjusting this correction factor until it matched the desired value.

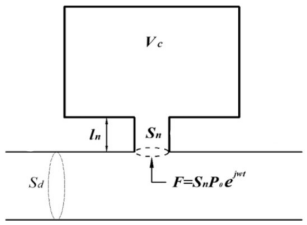


Figure 6: Schematics of the HR (taken from [5]).

3.3 Transmission and reflection coefficients

The analysis will be based on the transmission and reflection coefficients and the transmission loss to evaluate the performance of the Helmholtz resonator placed in the waveguide. The transmission coefficient *T* is calculated as

$$T = \frac{|P_{out}|^2}{|P_{exc}|^2}, \tag{7}$$

where P_{out} is the fast Fourier transform (FFT) of the pressure at the output boundary, and P_{exc} is the FFT of the excitation signal at the input, the Ricker pulse. The excitation pressure is extracted from COMSOL® as the variable *actd.p_i* corresponding to the pressure of the *Plane Wave Radiation* feature. The input and output boundary pressures are extracted using the average operator for the *actd.p* variable in the time domain case, and the variables *acpr.port1.P_in* and *acpr.port2.P_out* for the input and output, respectively, for the frequency domain case. The reflection coefficient *R* is calculated as

$$R = \frac{|P_{reflected}|^2}{|P_{exc}|^2}, \tag{8}$$

where $P_{reflected}$ is the FFT of the reflected pressure from the resonator at the input boundary. $P_{reflected}$ is calculated as the total received pressure over all the computed time at the input boundary minus the pressure generated with the excitation's Ricker pulse.

As the analysis covers a dynamic system due to the moving wall of the resonator, there is some energy that gets introduced into the system or dissipated by interference phenomena. To account for this energy, a coefficient of external energy *D* can be defined as

$$D = T + R - 1, \tag{9}$$

where a positive value of *D* would mean that energy is introduced externally to the system by the dynamic resonator, and a negative value would mean dissipating that energy. Finally, the transmission loss *TL* in dB is calculated as

$$TL = 20 \cdot log(\frac{|P_{exc}|^2}{|P_{out}|^2}) \tag{10}$$

4 Results and discussion

Most of the calculated pressure field postprocessing has been carried out with Matlab through the *LiveLink* interface provided by the COMSOL® 's license. The postprocessing consists of a basic signal processing chain shown in the schematics of Figure 7. The presented results follow the described case studies proposed in Section 2.4. The band-pass filtering focuses the analysis only in the desired frequency range where the excitation signal has the main energy. Moreover, an offset due to a low-frequency component was observed during the postprocessing and solved with low-pass filtering.

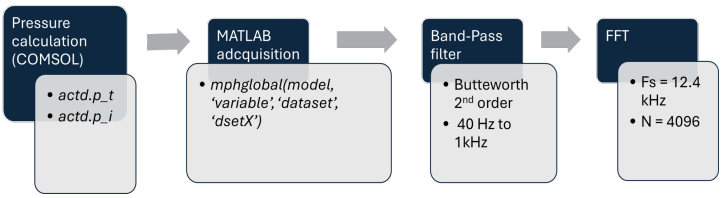


Figure 7: Schematics of the postprocessing done with MATLAB LiveLink

4.1 Static configuration: Frequency domain and time-dependent studies

The benchmark test that serves as a reference for the time-dependent subsequent studies is shown in Figure 8. The agreement between both studies is observed, thus confirming the accuracy of the Time Domain study after computing the postprocessing chain.

As a first example, Figure 9a shows the time domain plots of the excitation signal, the reflected pressure, and the pressure at the output when there is no movement (static case). The reflection created by the Helmholtz resonator can be clearly observed in this figure. The FFT of the previous signals is shown in Figure 9b, showing how the reflection frequency content is at the resonant frequency of the Helmholtz resonator as expected. At the same time, the output lacks exactly this frequency content. The transmission loss of this static case is shown in Figure 10 with a narrow peak at the resonant frequency and will, from now on, serve as a reference to assess the performance of the dynamic case compared to the static one.

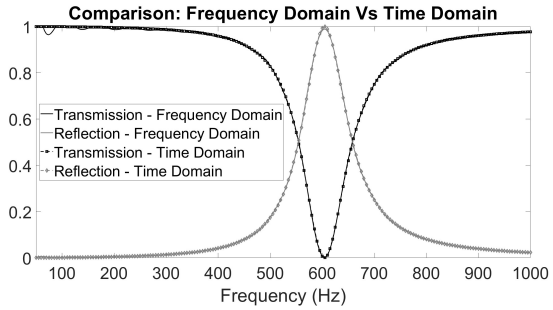


Figure 8: Time Domain and Frequency Domain studies comparison.

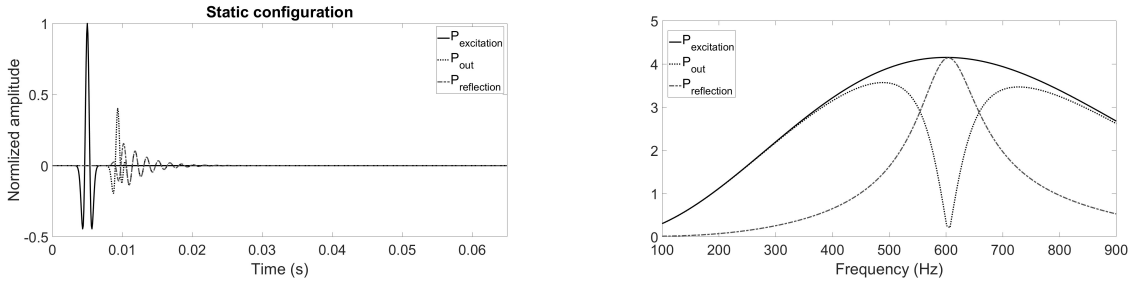


Figure 9: Time and frequency domain plots of the static signals. a) Time domain waves of the static case and b) FFT of the static case signals.

The 2D FFT can be computed thanks to the study step *Time to Frequency FFT*. This way, it is possible to check, spatially, how this resonance happens, as shown in Figure 11 for the resonant frequency of 600Hz. It shows how this frequency is effectively not transmitted and reflected by the resonator, thus producing the aforementioned transmission loss peak.

4.2 Dynamic configuration

The results implying the moving wall are discussed in this section. As a general example of the time domain behavior, Figure 12 shows the reflected signal at $\beta = 0.1$ compared to the static case, observing the change in amplitude and frequency that will affect the transmission. This effect is observed in all the tested frequencies.

To see how the pulse travels within the geometry and the deformed domain of the resonator, Figure 16 shows the 2D geometry at various time snaps, capturing the main idea of the study.

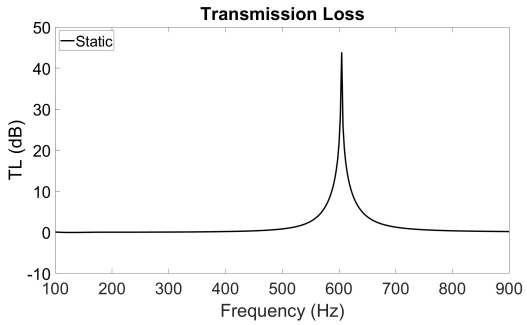


Figure 10: Transmission loss for the static case.

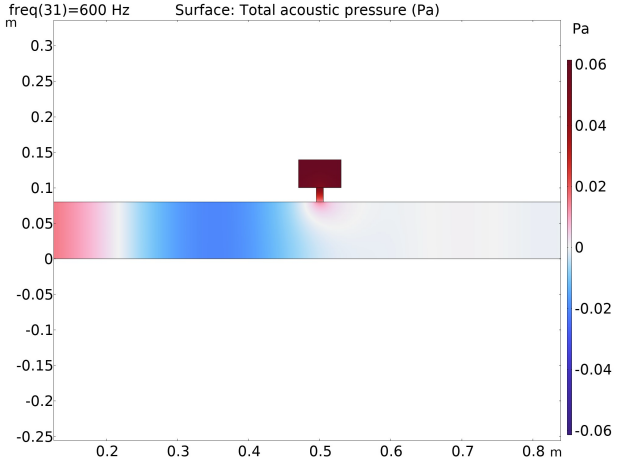


Figure 11: 2D FFT at the resonant frequency (600Hz) for the static case.

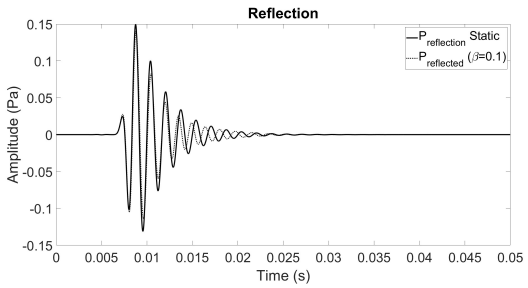


Figure 12: Time domain reflection waves for the static and β = 0.1 cases.

4.2.1 Low frequency regime (β ≤ 0.1)

The first part of the analysis is based on the low-frequency regime where the frequency of the moving wall only goes up to 10% of the resonator's resonance ($\beta \leq 0.1$). The displacement of 1 cm at the resonator's wall produces a change in the total surface, thus having two new resonant frequencies at the maximum absolute value of the displacement: f_{min} at 540 Hz, and f_{max} at 700Hz. These three frequencies will always be marked to serve as a reference. The reflection coefficient for $\beta \leq 0.1$ is shown in Figure 13. It is observed a shift on the reflection peak within the region $f_{min} < f < f_{max}$ compared to the static case.

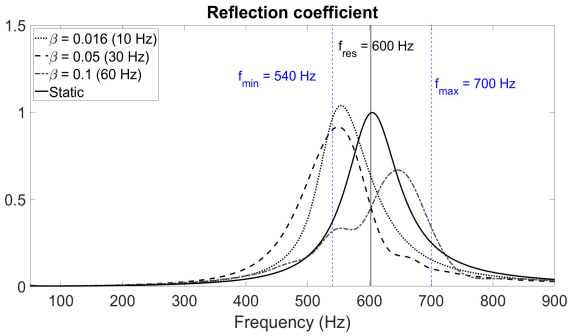


Figure 13: Reflection coefficient in the low-frequency regime with vertical lines showing the HR's resonant frequency f and the two extreme frequencies f_{min} and f_{max} corresponding to the new resonance produced by the decrease or increase of the HR's volume respectively.

Regarding the transmission loss, shown in Figure 14, the peaks appear to have the same tendency as the reflection coefficients. However, it is observed that for the case β = 0.1, the peak maximum value is drastically reduced, but its bandwidth increased. A closer look into this plot reveals negative transmission loss values, meaning an enhancement at certain frequencies. This can be caused by the introduction of the movement at the resonator's wall, as the system is no longer conservative.

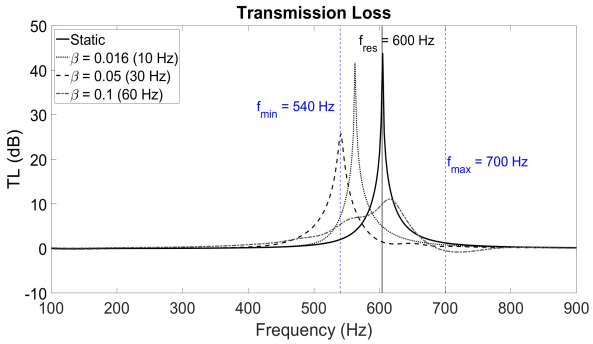


Figure 14: Transmission Loss in the low-frequency regime.

In an attempt to understand this behavior better, the external energy coefficient D is shown in Figure 15. It is worth mentioning that for the case where $\beta = 0.1$, the positive values of D match with the amplification shown in the transmission loss, where the dissipation (negative values of D) corresponds with the positive values of the transmission loss, where energy is effectively not transmitted. A similar convention seems to be happening for the lower β cases, although confirming this would require a more in-depth analysis of such a case.

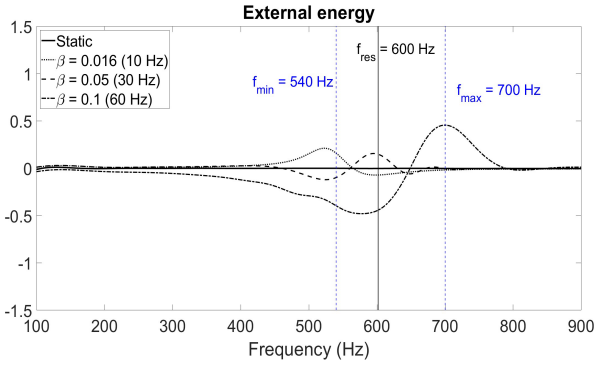


Figure 15: External energy in the low-frequency regime.

4.2.2 Low frequency regime (β=0.016) and α ≤ 0.75

A second case is offered where β remains constant and this time is the relative amplitude α the varying parameter. Figure 17 shows the transmission loss results for 4 different values of α compared to the static case. The main conclusion that can be drawn here is that the amplitude of the wall's movement considerably affects the output. However, none of the new transmission loss peaks appear to be higher in frequency than the central absorption peak provided by the static case, and they all fall within the range $f < f_{res}$. The interpretation of these results suggests that the transmission phenomena are ruled by the moment (or the time range) at which the Ricker pulse arrives at the HR, being the peak of absorption linked to the volume (surface in this case) of the resonator at that time instant. This can be analyzed by considering that the distance between the input and the HR is 0.495 m, thus needing 1.4 ms for the pulse to arrive at the HR. At this instant, the amplitudes of the moving wall have the values shown in Figure 18. Being the amplitude of the movement at that time instant of 6.6 mm for the $\beta = 0.1$ case, the length of the resonator will be increased by 5 mm, thus resulting in a resonant frequency of 555 Hz. However, this still doesn't explain the position of other peaks as they might be influenced by other physical effects, and thus, analyzing this behavior is part of the further steps defined in the next section.

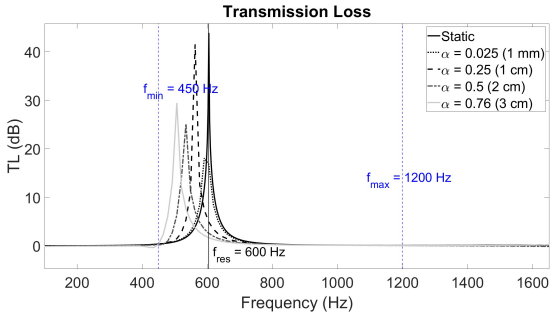


Figure 17: Transmission loss for a constant moving frequency of $\beta = 0.016$ (10 Hz) and different values of α

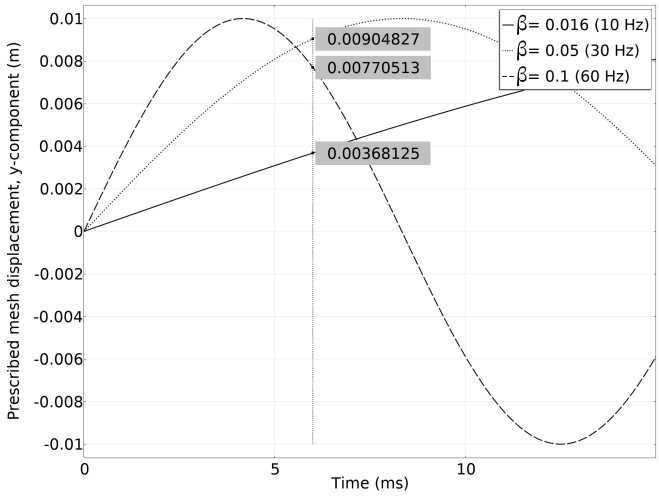


Figure 18: Displacement of the moving wall at the low-frequency regime $\beta \leq 0.1$.

5 Conclusions

This work has developed a preliminary study on the effect of a varying volume Helmholtz resonator in the transmission when coupled to a waveguide. The study was performed at frequencies below the HR resonance (up to 10% of the resonance frequency). For this case, a displacement of the transmission loss peak has been observed, which could be ruled by the position of the moving wall when the pulse meets the resonator as a potential hypothesis. The results of this study suggest that a dynamic resonator has the potential to control the transmission without adding any extra elements, although the main physics principle used to describe this phenomenon is not yet well understood. Moreover, the presented development highlights the importance of the external energy added to the system (and making it no longer conservative) as a potential candidate to accurately describe the system's behavior.

The presented results in this work just establish the first steps towards a full analysis to understand this dynamic system's behavior in spacetime metamaterials. Thus, as a continuation in the field, these are the proposed next steps:

- Increase the system's complexity by including multiple resonators in series, with independent control of their moving walls in a finite system or analyze the dispersion relation of a periodic system using the dynamic resonator as a unit cell.
- Assess the influence of more parameters, such as the amplitude of the moving wall or the resonator's neck dimensions.
- Employ different types of excitation signals like pulse trains.

- Include the thermo-viscous losses produced in the neck of the resonator by introducing a complex sound speed.
- Account for the acoustic pressure generated by the moving wall.

Acknoledgments

This work was supported by the Spanish Ministry of Science and Innovation (MICINN) and the European Union FEDER (project PID2022-138321NB-C22).

References

[1] C. Caloz and Z.-L. Deck-Leger, "Spacetime metamaterials—part i: General concepts," *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*, vol. 68, no. 3, pp. 1569–1582, mar 2020. [Online]. Available: https://doi.org/10.1109%2Ftap.2019.2944225

[2] C. Caloz and Z.-L. Deck-Léger, "Spacetime metamaterials—part ii: Theory and applications," *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*, vol. 68, no. 3, pp. 1583–1598, 2020.

[3] D. Zhao, C. A'barrow, A. S. Morgans, and J. Carrotte, "Acoustic damping of a helmholtz resonator with an oscillating volume," *AIAA Journal*, vol. 47, no. 7, pp. 1672–1679, 2009. [Online]. Available: https://doi.org/10.2514/1.39704

[4] "Comsol multiphysics reference manual 6.2," pp. 1442–1765, 2023. [Online]. Available: https://doc.comsol.com/6.2/doc/com.comsol.help.comsol/COMSOL_ReferenceManual.pdf

[5] C. CAI and C. M. MAK, "Noise attenuation capacity of a helmholtz resonator," *Advances in Engineering Software*, vol. 116, pp. 60–66, 2018. [Online]. Available: https://www.sciencedirect.com/ science/article/pii/S0965997817310293

[6] L. Kinsler, A. Frey, A. Coppens, and J. Sanders, *Fundamentals of Acoustics*. Wiley, 2000. [Online]. Available: https://books.google.at/books?id= FecSEAAAQBAJ

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MODELING AND OPTIMIZATION OF A LIGHTWEIGHT METAMATERIAL PARTITION FOR IMPROVED SOUND TRANSMISSION LOSS

M. Ribera[1], B. Van Damme[2], A. Pereira[1], P. Amado Mendes[1], L. Godinho[1]

[1] ISISE, ARISE, Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Coimbra
e-mail: mrtejeda@uc.pt, {apereira, pamendes, lgodinho}@dec.uc.pt
[2] EMPA, Laboratory for Acoustics/Noise Control
e-mail: bart.vandamme@empa.ch

Abstract
The improvement of airborne sound insulation of partition walls has traditionally relied on methods such as increasing mass or incorporating additional material layers. Locally resonant acoustic metamaterials have demonstrated the potential to improve acoustic performance without a significant mass increment. Nonetheless, their implementation in building acoustic applications remains limited. In this work, an optimization procedure will be performed to derive optimal properties of periodically attached spring-mass resonators, using a 1D Finite Element (FE) model of a unit cell. Two cost functions are studied, one which maximizes the sound transmission loss in the coincidence region of the gypsum board panels, and one which maximizes the weighted sound reduction index defined in ISO 717-1. Constraints of the optimization variables are set with manufacturability in mind, and computations are performed using parallel multicore processing. A very efficient optimization approach is thus attained, obtaining optimal resonator properties to maximize transmission loss while minimizing the added mass, for both oblique and diffuse incidence.

Keywords: Acoustic Metamaterials, FEM, Sound transmission loss, Optimization, Building acoustics

PACS nº. 43.55.Ti, 43.55.Rg

1 Introduction

The field of metamaterials has evolved in recent years, attracting the interest of academia and industry for solutions with properties beyond those found in traditional materials. In the field of sound insulation, the implementation of vibroacoustic metamaterials is currently being investigated [1–8], aiming to provide lightweight solutions with superior noise and vibration performance. These solutions can be applied in various domains, including automotive, naval, aerospace, and building acoustics applications [1, 2].

Different design approaches have been proposed, including the use of topological optimization frameworks. By optimizing either the host structure [3] or the structural core [2], important improvements in the sound transmission loss in the target frequency range have been found at normal and oblique incidence angles for single and double panel configurations. These methods typically rely on gradient-based optimization algorithms, such as the Method of Moving Asymptotes (MMA) [3], often requiring several iterations and reaching a local minimum [4].

Another approach, more widely studied numerically and experimentally, is the distribution of local resonant subsystems at a subwavelength scale [1], commonly referred to as Locally Resonant Metamaterials (LRM). By exploiting Fano-type interference, stop bands inhibiting wave propagation can be opened at specific frequency ranges. Such stop bands can be beneficial for vibration and noise insulation, particularly when the target is to attenuate vibrations within a limited frequency range. The ability to tailor these stop bands through the design of the LRM provides a versatile tool for a wide array of applications.

Various experimental realizations of these approaches have been proposed, such as using serpentine or cantilever resonators [10], double lever resonators [1], and membrane resonators [11], with particular focus on automotive and aerospace applications [1]. Recently, inverse methodologies have been explored to design locally resonant metamaterials based on Machine Learning (ML) techniques [4, 5]. As opposed to standard topology optimization, these data-driven approaches can drastically reduce the computational cost of traditional numerical methods, thus being a highly efficient tool for the design of LRM [4].

In the present work, a FE model of a single-layered elastic wall is developed and validated. This model is then elaborated with idealized spring-mass systems periodically attached, allowing the proposal of an optimization approach. Two formulations of the optimization problem are studied, one which maximizes the Weighted Sound Reduction Index (R_w) and one which maximizes the Sound Transmission Loss (STL) around the critical frequency of the panel. Moreover, a multi-objective optimization is proposed, allowing the parameters of the LRM to be obtained that maximize sound transmission loss while minimizing the added mass of the resonators. The effect of the resonators is observed in terms of the sound transmission loss for oblique and diffuse incidence, as well as the flexural stop band created by the resonators.

2 Modeling and Optimization

2.1 FE model of wall partition

The partition wall is modeled as an elastic isotropic plate of thickness h, density ρ, Young's modulus E, Poisson's ratio ν, and internal loss factor η, which is subject to plane wave excitation with incidence angle θ (Figure 1). A single unit cell (UC) is modeled by imposing periodic boundary conditions, assuming thus a plate of infinite lateral dimensions. The LRM is introduced as a spring-mass system representing a resonator of mass m_r, and complex stiffness $K_r = K_r(1 + i\eta_s)$, accounting for structural damping by the spring loss factor η_s.

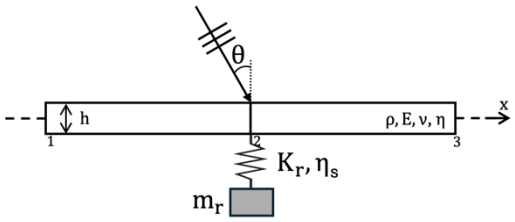


Figure 1 – Schematic drawing of the modeled unit cell.

The plate is built using Timoshenko beam elements to describe the flexural vibrations of the system [9]. To perform the model of the unit cell, a 1D Finite Element approach is chosen, thus requiring solving the equation of motion given by

$$(\mathrm{K} - \omega^2 \mathrm{M})\mathrm{u} = \mathrm{F}, \tag{1}$$

where u is the displacement vector, K and M are the stiffness and mass global matrices, F is the external force applied to the system and $\omega = 2\pi f$ the angular frequency. After obtaining the global matrix of the system, boundary conditions are imposed. Periodicity is imposed by applying Bloch-Floquet at the boundaries [12]

$$\mathrm{u}_1 = \mathrm{u}_2 \cdot \mathrm{e}^{-\mathrm{iqa}}, \qquad \mathrm{u}_3 = \mathrm{u}_2 \cdot \mathrm{e}^{\mathrm{iqa}}, \tag{2}$$

where q is the wavevector in the x direction and a the lattice constant.
The material properties of MDF and Gypsum boards used for the models are shown in Table 1.

Table 1 – Material properties.

Material	h [m]	ρ [kg/m^3]	E [GPa]	ν [-]	η [-]
MDF board	0.016	712	3.0	0.3	0.04
Gypsum board	0.0127	820	3.2	0.262	0.1

2.2 Sound Transmission Loss and Stopband prediction

The transmission coefficient $\tau(\omega, \theta)$ is obtained by computing the ratio between transmitted to incident pressure. Once the transmission coefficient τ is obtained, the oblique-incidence sound transmission loss, also referred to as sound reduction index, can be calculated [13]

$$\mathrm{STL_{obl}} = 10\log_{10}\frac{1}{\tau(\omega,\theta)}, \qquad \tau(\omega,\theta) = \left|\frac{p_{tr}}{p_{in}}\right|^2. \tag{3}$$

To estimate the random or diffuse incidence transmission loss, the angle-dependent transmission coefficient is integrated over all angles of incidence assuming equal sound intensity in all directions [12]

$$\mathrm{STL_{dif}} = -10\log_{10}\left(\frac{\int_{\theta=0}^{\theta_{\lim}} \tau(\omega,\theta)\cos(\theta)\sin(\theta)\,\mathrm{d}\theta}{\int_{\theta=0}^{\theta_{\lim}} \cos(\theta)\sin(\theta)\,\mathrm{d}\theta}\right), \tag{4}$$

where $\theta_{\lim}$ is the limiting angle of incidence. Considering a perfectly diffuse field, the limiting angle would be $\theta_{\lim} = 90^{\mathrm{o}}$. This does not occur in practice, and incident waves with close to normal incidence are more likely. To find a better fit with experimental results, the limiting angle can be truncated from 70º to 85º, finding a better agreement using $\theta_{\lim} \approx 78^{\mathrm{o}}$ for single panels [14].

As an alternative to evaluating the effect of the added resonators, their effect can be visualized in terms of the flexural vibration bandgaps by computing the band structure of the LRM panel. In this work, a direct methodology was implemented using a Transfer Matrix approach, efficiently obtaining the complex propagation constant of the UC considering Timoshenko beams with periodical resonators

[15]. If the resonators are tuned to the same frequency, the band gap limits for LRM-type structures can be estimated for 1D and 2D vibrating structures by [16]

$$\omega_r < \omega < \omega_r\sqrt{1 + M_r}\,, \tag{5}$$

where $\omega_r = \sqrt{K_r/m_r}$ is the resonant frequency of the resonator and $M_r = m_r/m_p$ is the resonator's mass ratio between the mass of the resonator and the mass of the panel.

2.3 Optimization

Next, two formulations are studied to maximize the acoustic performance of the metamaterial partition described in the previous section. The optimization variables correspond to the resonator's mass ratio, stiffness, and the loss factor.

$$\text{Maximize} \begin{cases} R_w & \text{(6a)} \\ \int_{f_l}^{f_u} STL_{meta}(\omega, M_r, K_r, \eta_s) - STL_{bare}(\omega)\, d\omega & \text{(6b)} \end{cases}$$

2.3.1 Optimization to Single-Value Rating

The first cost function consists of maximizing the Weighted Sound Reduction Index (R_w), a standardized single-number rating used to evaluate building elements' airborne sound insulation properties according to ISO 717-1 [17]. The full methodology will not be detailed in this paper for brevity. However, it is essential to point out that this rating considers reference values in one-third-octave bands from 100 Hz to 3150 Hz, thus frequencies outside of this range will not be considered during the evaluation of this optimization routine using the single-value rating.

Two scenarios of the optimization to R_w were tested, one in which the stiffness is set as optimization variable, and one in which the stiffness is set fixed, tuning the resonators to the critical frequency of the panel. This frequency is given by the lowest coincidence frequency occurring at grazing angle [12]

$$f_{co} = \frac{c_0^2}{2\pi \sin(\theta)}\sqrt{\frac{\rho h}{D}}, \tag{7}$$

where $D = Eh^3/[12(1-\nu^2)]$ is the bending stiffness of the wall and $c_0 = 343$ m/s the speed of sound in air. The critical frequency for the gypsum board panel is found to be around 2459 Hz.

2.3.2 Optimization to Sound Transmission Loss

The second cost function consists of maximizing the difference between the STL of the LRM panel and the bare panel, within a defined frequency range bounded by f_l and f_u. This formulation gives extra flexibility in finding optimized resonator parameters tuned to any given frequency range instead of the optimization using the single-number rating. The integral in equation (6) is calculated using trapezoidal numerical integration with a resolution of 1 Hz. Using this formulation required setting the stiffness as optimization variable, as the tuning will depend on the frequency limits set by f_l and f_u.

2.3.3 Implementation

Both modeling and optimization were performed in MATLAB. Three optimization solvers, MultiSearch, GlobalSearch, and a Genetic Algorithm were studied and compared, ensuring that a global solution is found. MultiSearch (MS) and GlobalSearch (GS) are gradient-based methods that allow to find local and global minimum of smooth problems, and mainly differ by how the starting points are generated, either through a fixed number of starting points or through a scatter-search mechanism [18], respectively.

On the other hand, the Genetic Algorithm (GA) is a stochastic, population-based method that uses evolutionary strategies such as selection, crossover, and mutation to search for the optimal solution [19]. Regardless of the solver used, constraints in the optimization variables are set identically, allowing the evaluation of a wide range of resonator configurations (Table 2), and the STL is evaluated both considering grazing and diffuse incidence through equations (3) and (4). In the case of equation (6b), f_l and f_u are set as optimization variables in a frequency range surrounding the critical frequency of the gypsum board.

Table 2 – Search space boundaries of the optimization variables.

Optimization variable	Symbol	Lower bound	Upper bound
Mass ratio	M_r	0.001	0.50
Stiffness	K_r	1.0e4	1.0e7
Loss Factor	η_s	0.01	0.10
Lower freq. bound	f_l	2100	2400
Upper freq. bound	f_u	2500	2800

Being GA populated-based, this approach is well suited for multi-objective optimization problems, which is explored in this work to find a resonator configuration that maximizes either R_w or STL and minimizes the Mass Ratio. The single-objective GA previously defined is modified to find a set of solutions on a single run, defining the Pareto Front. This was implemented using MATLAB's built-in *gamultiobj* function, which uses a variant of NSGA-II controlled elitist strategy [19].

Two approaches were explored for diffuse-incidence computations. The first consists of performing the optimization to the diffuse-field STL, evaluating equation (4) at each iteration. This configuration was tested on the optimization to R_w. The second approach simply takes the optimized parameters from the oblique incidence optimization. This configuration was tested on the optimization to STL. Calculations were performed using local parallel computing with a 10-core CPU on an Apple Silicon M1 Pro Chip.

3 Results

3.1 Model validation

Before inserting the resonators in the FE model, the model of the bare panel was validated experimentally (Figure 2a). The measurements were performed in the transmission chambers at the Swiss Federal Laboratories for Materials Science and Technology (EMPA) following standard EN ISO 10140 [20], considering a single MDF board of 1.23 by 1.48 m and a thickness of 16 mm. The material properties used for the models are shown in Table 1.

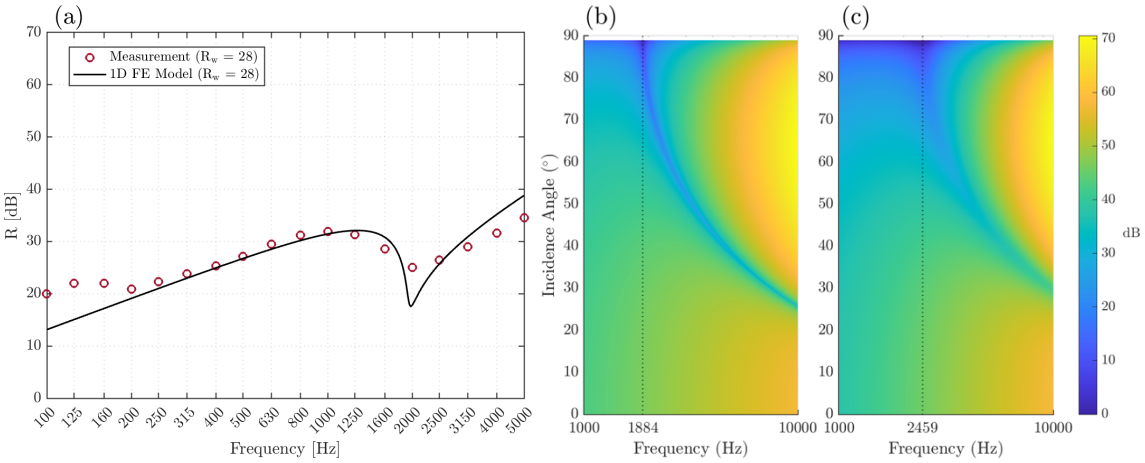


Figure 2 – (a) Measured and modeled sound transmission loss of single MDF board, and modeled Sound Transmission Loss as a function of frequency and angle of incidence of (b) MDF and (c) Gypsum boards.

Fair agreement can be found between both, finding analogous R_w values (Figure 2a). Differences between the modeled and the measurements of STL can be attributed to resonant transmission, given the small dimensions of the partition used for measurements and the assumption of a panel of infinite extent on the model. Best agreement was found by setting the limiting angle of incidence to 80°. Thus, further diffuse field calculations were performed identically.

The transmission loss can also be computed as a function of the incidence angle, shown here for MDF and gypsum board panels (Figure 2 b-c). This plot allows the visualization of the coincidence effect as a function of frequency and angle of incidence, which can be useful to visualize the effect of the added resonators. Following the validation, the resonators were inserted into the FE model of the gypsum board, using this model for the optimization.

3.2 Optimization to R_w

First, the optimization to the single value rating is evaluated at grazing incidence, where transmission is the highest and the coincidence effect at its lowest frequency, or critical. Both scenarios of enforced tunning and variable stiffness are compared in Figure 3.

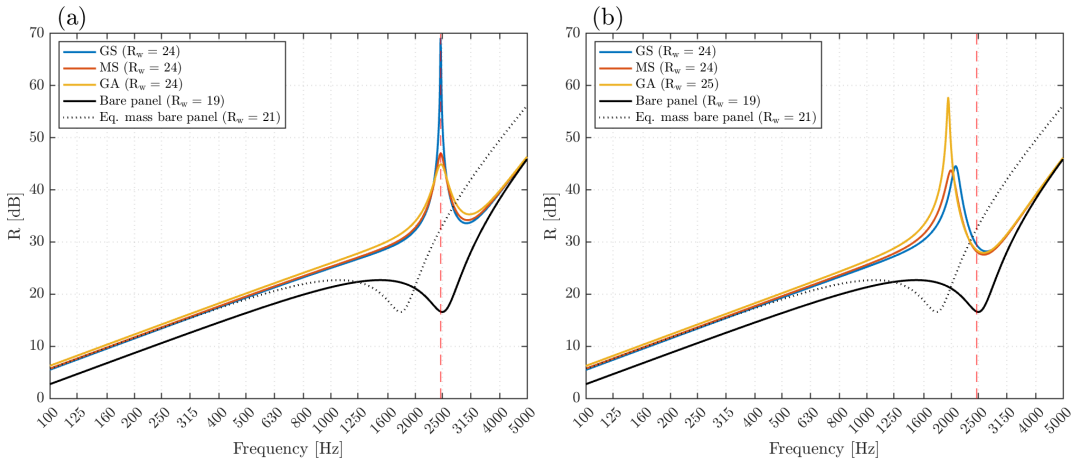


Figure 3 – Optimization to R_w at grazing incidence with (a) forced tuning resonators to critical frequency and (b) variable stiffness. The dashed vertical red line corresponds to the critical frequency.

When tuning the resonators to the critical frequency, a similar result is obtained from the three algorithms (Figure 3a). Compared to the bare panel, the coincidence dip is effectively suppressed by the resonators, while at higher frequencies, the curves converge. When comparing it to a panel of equivalent mass, it can be observed that the LRM panel still shows a higher R_w value while avoiding the shifted coincidence dip. Nonetheless, the equivalent mass panel provides higher insulation above the critical frequency.

When the stiffness is set as an optimization variable, the tuning of the resonators is not enforced, giving the algorithm the flexibility to modify the tuning. This might be detrimental, as results may vary considerably depending on the constraints chosen. As can be observed in Figure 3b, the tuning was found near the critical frequency, slightly shifted depending on the algorithm. This resulted in a dip at the critical frequency; however, in terms of the R_w, results are similar and even superior, in the case of the GA, finding a 1dB improvement.

3.3 Optimization to STL

The optimization is next performed with the integral cost function (equation (6b)), which maximizes the STL between f_l and f_u. The results of this optimization are shown in Figure 4.

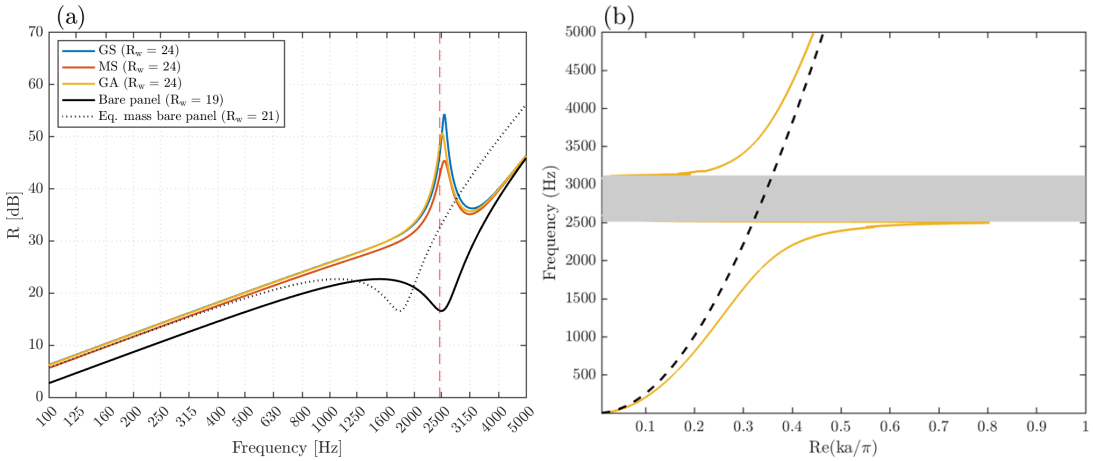


Figure 4 – (a) Optimization to STL at grazing incidence and (b) dispersion curves of LRM panel from GA. The dashed black line corresponds to the bare panel.

The three algorithms succeeded in tuning the resonators within the desired frequency range (Figure 4a). In all cases, the tuned frequency was slightly above the critical frequency. The dispersion curve shows the stopband created by the resonators in the bending wave with the optimized configuration obtained from the GA, which retrieved a mass ratio of $M_r = 0.49$ (Figure 4b). The upper limit is determined by this parameter (equation (5)), which is highly dependent on the upper bound set to this optimization variable since a higher added mass increases the overall STL.

Comparing the optimization to the single-value rating, a similar performance is obtained in terms of R_w, obtaining an improvement of 5dB from the three algorithms with the specified optimization variable boundaries (Table 2) compared to the bare panel. The optimization to STL, however, gives more flexibility to maximize the STL for any given frequency range, whether the limits are set fixed or set as optimization variables.

3.4 Diffuse-incidence optimization

Both optimization frameworks are now evaluated at diffuse incidence, and results are shown in Figure 5. The optimization considering all angles of incidence is assessed on the R_w optimization (solid line), while the simplified approach using the parameters from grazing incidence is evaluated with the STL optimization (dash-dotted line).

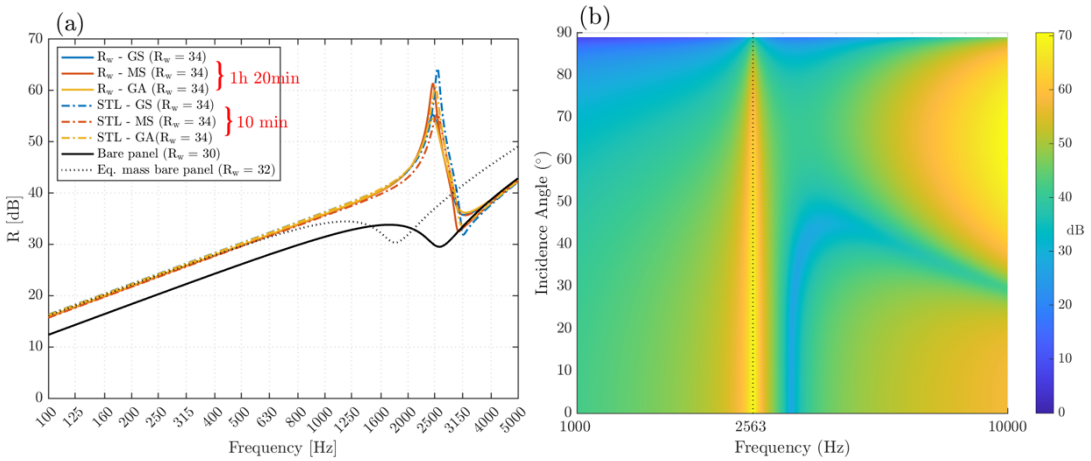


Figure 5 – (a) Optimization to R_w and STL at diffuse incidence, (b) STL of optimized metamaterial panel from STL – GS, as a function of frequency and angle of incidence.

Both approaches to obtaining the optimized diffuse incidence STL produced similar results in terms of sound insulation, even considering that each used a different cost function formulation. In terms of the single-value rating, identical R_w values were found. Compared to the oblique incidence results, there is a more pronounced dip following the resonator peak, which in some configurations, such as the STL – GS, can cross below the bare panel STL curve. This effect is visualized for the optimization results of this configuration (Figure 5b). This new dip can be identified as the bending of the coincidence dip, becoming critical at normal incidence. Although detrimental, particularly at normal incidence, this dip remains above the bare panel STL curve for most configurations.

These results suggest that using the optimized parameters at grazing incidence optimization gives a good approximation, eliminating the need to perform the optimization for all angles of incidence. This is beneficial since the optimization to diffuse incidence becomes notably more computationally expensive than optimizing to a single angle, even with a powerful CPU and multiple processes parallelized.

3.5 Multi-objective optimization

So far, optimizing using single-objective has resulted in resonator designs with mass ratios close to or at the upper bound of this optimization variable, as a higher added mass translates into higher sound insulation. To find an optimized resonator configuration that minimizes the added mass, the multi-objective is performed using a GA for the R_w and STL optimization at grazing incidence and then calculated at diffuse incidence using the retrieved optimized parameters. The solutions were filtered, removing those where the added mass was too low to get any improvement in STL. The filtered results for the optimization to R_w and STL are shown in Figure 6, plotting the maximum and minimum mass ratio value cases and an intermediate case.

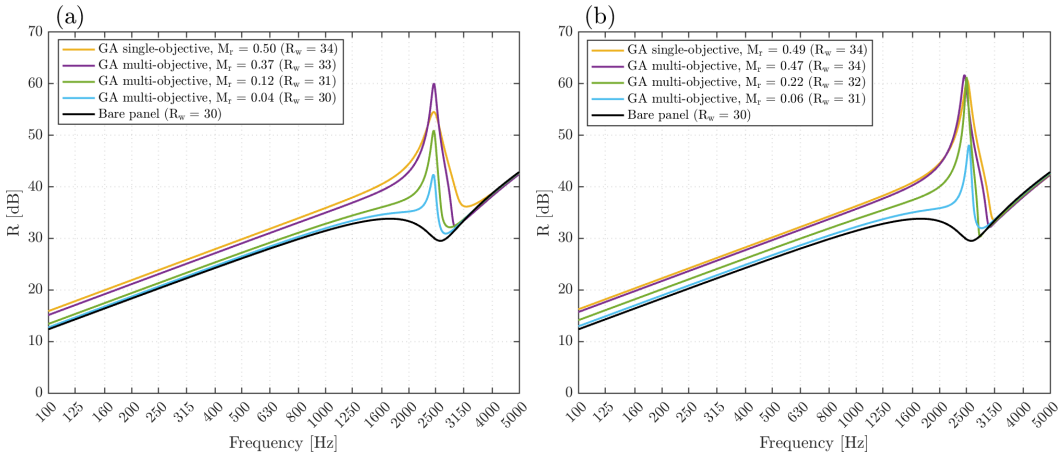


Figure 6 – Filtered multi-objective optimization at diffuse incidence to (a) R_w and (b) STL.

No single global solution is found by the algorithm. Instead, a set of solutions that balance any of the two objectives is found. Compared to the previous single-objective results (Figure 5a), a significant decrease in M_r is obtained, finding LRM configurations with a mass ratio as small as 4%. Although a more modest R_w improvement is obtained, the coincidence dip is suppressed while the added mass is kept at a minimum. As the added mass decreases, the peak becomes narrower along the upper limit of the bandgap. One way to address the narrow improvement from this configuration can be by considering multimodal resonator configurations. Nonetheless, it must be ensured that such solution maintains an equivalent or inferior added mass compared to the single-resonator configuration.

4 Conclusions

In the present study, an efficient FE model was developed and validated. This simplified model employs idealized spring-mass resonators, enabling an effective optimization framework to achieve multiple metamaterial configurations that maximize sound transmission loss while minimizing the added mass from the resonators. Two optimization formulations are studied, which enable the maximization of either the R_w or the STL within a limited frequency range. Both formulations produced comparable results under oblique and diffuse incidence. It is shown that the complete optimization for all angles of incidence yields equivalent results to using the results from the optimization at grazing incidence for diffuse calculation, thus significantly reducing computation times. This optimization framework offers flexibility in designing metamaterials, enabling the evaluation of various LRM designs. Future work includes modeling and optimizing multimodal LRM panels using inverse techniques, extending this model to multiple-panel partitions, and the experimental study and validation of these optimized metamaterial partition designs.

Acknowledgments

This work was partly financed by FCT / MCTES through national funds (PIDDAC) under the R&D Unit Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), under reference UIDB / 04029/2020, and under the Associate Laboratory Advanced Production and Intelligent Systems ARISE, under reference LA/P/0112/2020. This work was developed in the scope of the Marie Sklodowska-Curie Actions through the Horizon Europe DN METAVISION project (GA 101072415).

References

[1] F. A. Pires, *Design Strategies for Narrow and Broadband Noise and Vibration Reduction through Distributed Resonators*. PhD thesis, KU Leuven, Faculty of Engineering Science, 2023.

[2] V. Cool, O. Sigmund, N. Aage, F. Naets, and E. Deckers, "Vibroacoustic topology optimization for sound transmission minimization through sandwich structures," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 568, p. 117959, 2024.

[3] D. Giannini, M. Schevenels, and E. P. Reynders, "Optimization of material thickness distribution in single and double partition panels for maximized sound insulation," *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 66, no. 12, p. 243, 2023.

[4] S. Dedoncker, C. Donner, L. Taenzer, and B. Van Damme, "Generative inverse design of multimodal resonant structures for locally resonant metamaterials," *arXiv preprint arXiv:2309.04177*, 2023.

[5] C. Song, X. Wang, S. Xu, C. Zhao, and Z. Huang, "Inverse design of laminated plate-type acoustic metamaterials for sound insulation based on deep learning," *Applied Acoustics*, vol. 218, p. 109906, 2024.

[6] A. J. Hall, V. Sorokin, M. Aghamohammadi, G. Dodd, G. Schmid, Y. Yang, and B. Mace, "Sound transmission loss of periodic mindlin plates with non-uniformly spaced mass attachments," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 155, no. 3, pp. 2199–2208, 2024.

[7] Y. Zou, Z. Wang, P. Adjei, and X. Zhao, "The sound insulation performance of light wood frame construction floor structure based on phononic crystal theory," *Journal of Building Engineering*, vol. 75, p. 107039, 2023.

[8] D. Giannini, M. Schevenels, and E. P. Reynders, "Rotational and multimodal local resonators for broadband sound insulation of orthotropic metamaterial plates," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 547, p. 117453, 2023.

[9] P. Amado-Mendes, L. Godinho, M. Jovanoska, P. Amaral, and N. Pinho, "Effect of embedded resonators in sound insulation panels-a numerical study," in *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, vol. 259, pp. 8131–8140, Institute of Noise Control Engineering, 2019.

[10] J. H. Vazquez Torre, J. Brunskog, V. Cutanda Henriquez, and J. Jung, "Hybrid analytical-numerical optimization design methodology of acoustic metamaterials for sound insulation," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 149, no. 6, pp. 4398–4409, 2021.

[11] X. Wang, X. Luo, H. Zhao, and Z. Huang, "Acoustic perfect absorption and broadband insulation achieved by double-zero metamaterials," *Applied Physics Letters*, vol. 112, no. 2, 2018.

[12] N. Jimenez, O. Umnova, and J.-P. Groby, "Acoustic waves in periodic structures, metamaterials, and porous media," *Ch. the Transfer Matrix Method in Acoustics, Springer International Publishing, Cham*, pp. 103–164, 2021.

[13] J. H. Rindel, *Sound insulation in buildings*. CRC Press, 2017.

[14] H.-J. Kang, J.-G. Ih, J.-S. Kim, and H.-S. Kim, "Prediction of sound transmission loss through multilayered panels by using gaussian distribution of directional incident energy," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 107, no. 3, pp. 1413–1420, 2000.

[15] D. Yu, Y. Liu, G. Wang, H. Zhao, and J. Qiu, "Flexural vibration band gaps in timoshenko beams with locally resonant structures," *Journal of applied physics*, vol. 100, no. 12, 2006.

[16] C. Sugino, Y. Xia, S. Leadenham, M. Ruzzene, and A. Erturk, "A general theory for bandgap estimation in locally resonant metastructures," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 406, pp. 104–123, 2017.

[17] International Organization for Standardization, "Acoustics — Rating of sound insulation in buildings and of building elements — Part 1: Airborne sound insulation," 2013. ISO 717-1:2013.

[18] M. Ribera, "Acoustic characterization of porous materials using a PU probe", Master's thesis, Erasmus Mundus Master WAVES, 2023.

[19] A. Konak, D. W. Coit, and A. E. Smith, "Multi-objective optimization using genetic algorithms: A tutorial," *Reliability engineering & system safety*, vol. 91, no. 9, pp. 992–1007, 2006.

[20] International Organization for Standardization, "Acoustics — Laboratory measurement of sound insulation of building elements — Part 2: Measurement of airborne sound insulation," 2021. ISO 10140-2:2021.

PROTOTIPO EXPERIMENTAL PARA LA CARACTERIZACIÓN DE METAMATERIALES ACÚSTICOS PARA EL CONTROL DEL RUIDO

L. Onrubia-Fontangordo[1], J.M. Bravo Plana-Sala[1], S. Castiñeira-Ibáñez[1], J.V. Sánchez-Pérez[1]

[1] Centro de Tecnologías Físicas, Universitat Politècnica de València. Camí de Vera s/n, 46022, València (España)
{e-mails: luonfon@doctor.upv.es, jobrapla@fis.upv.es, sercasib@fis.upv.es, jusanc@fis.upv.es}

Resumen
Dentro de la acústica ambiental, la validación experimental de los métodos numéricos para el estudio de metamateriales para la creación de dispositivos de control del ruido, resulta fundamental. En la mayoría de los casos, la obtención de estos datos experimentales, generalmente mediante la creación de grandes prototipos en cámara anecoica, retrasa considerablemente la validación de estos modelos y, por tanto, su aplicabilidad. En este trabajo se presenta un prototipo experimental de tamaño reducido que permite la validación de la simulación numérica para la predicción del comportamiento de metamateriales acústicos formados por matrices de dispersores aislados. Este prototipo resulta versátil, siendo su uso sencillo, permitiendo obtener resultados de una manera rápida, destacando además, su competitividad económica respecto a los ensayos que pueden realizarse en una cámara anecoica. Los resultados obtenidos con el prototipo se han validado con un modelo de simulación numérica y en cámara anecoica. El uso conjunto de estas herramientas puede transformar el campo de la adquisición de datos experimentales en condiciones controladas en acústica y puede ser de gran ayuda en el diseño de dispositivos tecnológicamente avanzados para el control del ruido ambiental.

Palabras clave: Ruido ambiental, barreras acústicas, metamateriales, modelización.

Abstract
The experimental validation of numerical methods for studying metamaterials to create noise control devices is fundamental within environmental acoustics. In most cases, obtaining these experimental data, generally through the creation of large prototypes in an anechoic chamber, considerably delays the validation of these models and, therefore, their applicability. In this work, we present a small experimental prototype that allows the validation of the numerical simulation to predict the behavior of acoustic metamaterials formed by arrays of isolated scatterers. This prototype is versatile and easy to use, allowing results to be obtained quickly. It is also economically competitive concerning tests that can be carried out in an anechoic chamber. The results obtained with the prototype have been validated with a numerical simulation model and in an anechoic chamber. The joint use of these tools can transform the field of experimental data acquisition under controlled conditions in acoustics. It can be of great help in designing technologically advanced devices to control environmental noise.

Keywords: Environmental noise, noise barriers, metamaterials, modelling.

PACS nº. 43.58.Ta, 43.50.Gf

1 Introducción

El ruido es a día de hoy un problema de salud persistente, y está documentado como tal desde hace más de 100 años. La exposición prolongada a niveles elevados de ruido ambiental es una de las principales causas de mala salud en Europa y está directamente relacionado con padecer malestar, dificultades para dormir, problemas cardiovasculares y dificultades en el aprendizaje en los niños [1]. El ruido de tráfico, clasificado como la segunda mayor amenaza para la salud ambiental después de la contaminación atmosférica [2], afecta a 113 millones de personas en toda Europa. Entre ellas, 22 millones sufren un impacto acústico grave, 6.5 millones padecen trastornos del sueño y 48000 han desarrollado enfermedades cardiovasculares [3]. Más de 420000 km de carreteras europeas, con mas de 3 millones de desplazamientos anuales, se enfrentan a problemas de ruido [2]. La Unión Europea pretende reducir el impacto del ruido del tráfico en un 30% mediante mecanismos como la electrificación, asfaltos reductores de ruido, imposición de límites de velocidad mas estrictos y el uso de barreras acústicas para 2030 [4-8].

Las barreras acústicas, cruciales cuando no es posible intervenir directamente sobre la fuente de ruido, encuentran su aplicación principal en autopistas y carreteras donde los vehículos que circulan a gran velocidad generan un ruido ambiental considerable. Las barreras tradicionales, ampliamente estudiadas y desarrolladas, consisten en obstáculos continuos colocados entre la fuente de ruido y el receptor del mismo [9]. Su eficacia depende de factores geométricos (como su longitud, espesor o altura) y de la posición relativa de la barrera en el sistema emisor-receptor. Estos factores afectan a la difracción acústica en el borde superior de la barrera [10]. Recientemente, se han ido estudiando y desarrollando barreras acústicas "no continuas" compuestas por elementos disperores dispuestos periódicamente [11]. Estas barreras, también conocidas como barreras acústicas basadas en cristales de sonido (BACS) aprovechan el principio físico de la dispersión múltiple [12] para crear bandas de frecuencia prohibidas (o *band gaps*) donde se impide la transmisión de ondas acústicas [13]. Este concepto permite crear una barrera sintonizable para mitigar las bandas de frecuencia críticas en función de la aplicación. En las bandas prohibidas, las BACS consiguen valores de atenuación acústica mayor que las barreras convencionales [14].

El diseño de una BACS implica tener que realizar previamente simulaciones numéricas para adaptar la barrera al espectro de ruido que se desea atenuar [15]. Tras esta etapa de diseño, se procede a la validación experimental en un entorno controlado (como por ejemplo una cámara anecoica) donde se verifican los resultados obtenidos por los modelos numéricos. Sin embargo, no todo el mundo puede realizar este tipo de pruebas. Incluso con cámaras adecuadas, la complejidad y los costes de instalación plantean problemas a la hora de desarrollar este tipo de soluciones de control de ruido. En circunstancias como a la hora de realizar la ejeución de una BACS a escala real, como muestra el trabajo de Qin et al. [16], se ponen de manifiesto los elevados gastos materiales y de tiempo asociados a la implantación de este tipo de barreras en casos reales. El uso de un modelo numérico 3D, como el propuesto en este trabajo, ayuda a desarrollar prototipos experimentales. En este trabajo, se presenta un prototipo que emplea dispersores de diámetro real, consiguiendo resultados de pérdidas por inserción (IL) en concordancia con los que proporciona una cámara anecoica. Este prototipo versátil se puede adaptar a tamaños de dispersores más pequeños (manteniendo siempre el diámetro real de los mismos, sin escalarlo) y permite el uso de impresión 3D para lograr diseños y especificaciones de dispersor complejas y precisas. El prototipo experimental propuesyo se validará para su funcionamiento en disposiciones de dispersores en cuadrada y triangular, que son las que se utilizan habitualmente en los diseños de BACS [17-19].

2 Materiales y métodos

El primer paso para el diseño de una BACS consiste en simular el cristal de sonido (CS). Para ello se emplean herramientas numéricas de probada eficacia por la comunidad científica, como el método de los elementos finitos (FEM), el método de diferencias finitas en el dominio del tiempo (FDTD) o el método de los elementos de contorno (BEM). Estas simulaciones permiten explorar de forma rentable y versátil los diseños de BACS. Una vez identificado un diseño óptimo enfocado a la atenuación del espectro de ruido problemático, se somete a validación en una cámara anecoica —un entorno más realista—. En este trabajo, se propone un nuevo modelo de simulación como base para un prototipo experimental.

El objetivo principal de esta investigación es simplificar y reducir costes en la validación de barreras basadas en CS. Para lograrlo, se centra la atención en diseñar y construir un prototipo experimental compacto. En esta sección se describe la configuración inicial, que presenta una disposición de un CS en cuadrada dentro de una cámara anecoica —una referencia para la validación—. A continuación, se presenta un nuevo modelo numérico en 3D. Por último, se presentará un nuevo prototipo asequible y sencillo para verificar modelos teóricos.

2.1 Medidas de referencia en cámara anecoica

Para validar los resultados de las simulaciones numéricas, los investigadores suelen utilizar un entorno controlado, como una cámara anecoica. En este entorno, se pretende reproducir el comportamiento real de una barrera tal y como ocurriría en el exterior (in-situ).

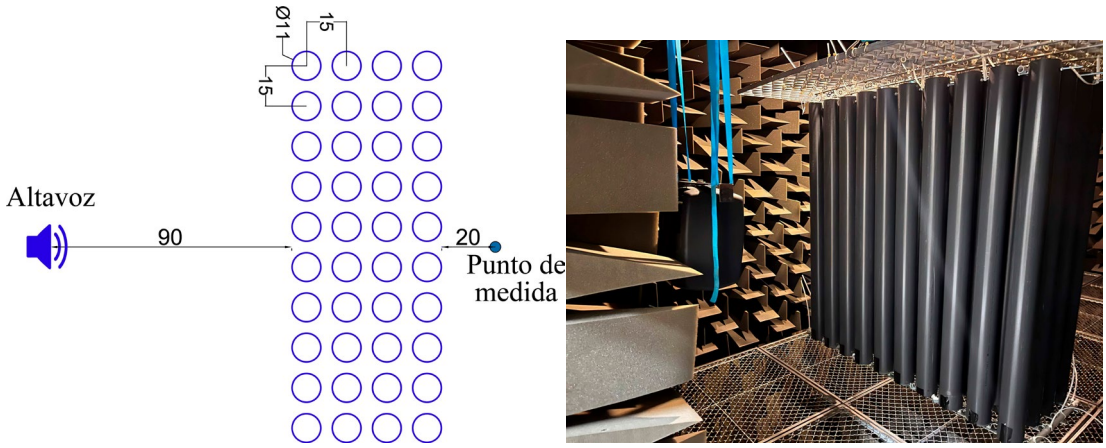


Figura 1: (Izquierda) Diagrama de vista superior del CS dentro de la cámara anecoica, destacando el punto de emisión y el punto de medida, con dimensiones en cm. (Derecha) Una fotografía muestra el CS colgado dentro de la cámara anecoica, frente a la fuente de sonido.

En este estudio, las medidas se realizaron en la cámara anecoica del Centro de Tecnologías Físicas de la Universitat Politécnica de València. El diseño de CS escogido se ha planteado para trabajar en el ruido del ruido tráfico rodado [20]. El CS consiste en una red cuadrada de dispersores cilíndricos hechos de PVC de 1.5 m de altura, se cuenta con una red de 4 filas y 10 columnas. Estos dispersores tienen un diámetro exterior de 11 cm y un parámetro de red de 15 cm (véase la Figura 1). Esta configuración produce una frecuencia de Bragg de 1145 Hz, considerando una velocidad de propagación de 343 m/s. En las medidas, se utiliza como fuente un altavoz de respuesta plana GENELEC 8040A que emite ruido blanco continuo sobre la parte delantera del CS. Se adquiere el espectro sonoro no ponderado entre 100

Hz y 1700 Hz utilizando un micrófono de campo libre prepolarizado de ¼" Brüel & Kjær type 4189. Mediante este proceso se puede observar el primer *band gap* alrededor de la frecuencia de Bragg. Para poder evaluar las pérdidas por inserción de la BACS, son necesarias dos medidas: una con la barrera presente y otra sin ella, lo que permite calcular el parámetro IL de la siguiente manera:

$$\mathrm{IL} = L_{vacío} - L_{CS} \tag{1}$$

Donde $L_{vacío}$ es el nivel de presión sonora sin ponderar (dB) en función de la frecuencia sin CS presente y L_{CS} el nivel de presión sonora sin ponderar (dB) en función de la frecuencia con CS presente en la medida.

Las pérdidas por inserción medidas en cámara anecoica proporcionan una representación más realista del comportamiento del CS en comparación con los modelos numéricos ideales. Esto se debe a que en las cámaras anecoicas se producen efectos de difracción en los bordes, que no se tienen en cuenta en los modelos numéricos ideales.

2.2 Modelo numérico

En los últimos tiempos, se han empleado modelos ideales simplificados en 2D y 3D para diseñar BACS. Estos modelos describen la propagación de una onda plana incidente en un CS con condiciones de contorno de periodicidad lateral y sin difracción en los bordes [21-23]. El nuevo modelo numérico tiene una doble finalidad. En primer lugar, pretende mejorar la precisión de las predicciones en comparación con las mediciones en cámara anecoica. En segundo lugar, sirve de guía para desarrollar un prototipo que permita realizar mediciones comparables a menor escala, sin instalaciones complejas. Este modelo se aleja de las condiciones ideales sustituyendo la periodicidad lateral por contornos rígidos paralelos y utilizando una fuente puntual (asimilable a un altavoz) para ajustarse mejor a las condiciones anecoicas medidas. Las dimensiones de los dispersores y la topología de red se ajustan a los mostrados en la anterior sección 2.1 que se han medido en la cámara anecoica.

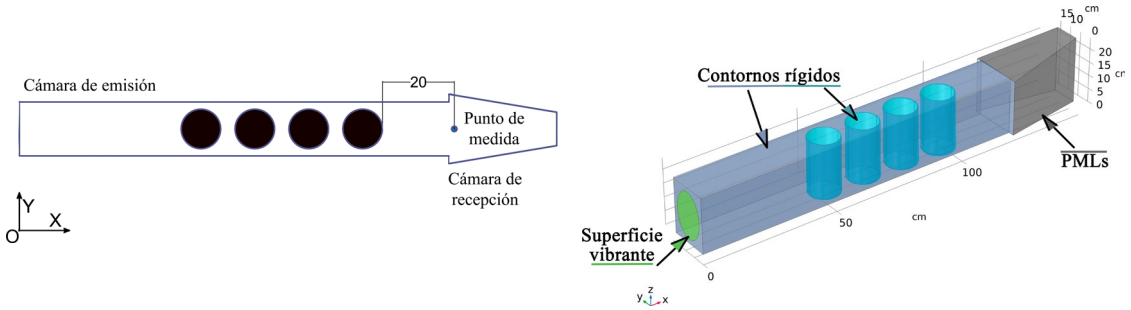


Figura 2: (Izquierda) Vista superior 2D mostrando las dimensiones (en cm) del modelo numérico. (Derecha) Vista 3D del modelo numérico junto con las condiciones de contorno empleadas.

El modelo se compone de dos partes diferenciadas. En primer lugar, una cámara de emisión donde se colocan los dispersores, que consisten en contornos rígidos situados a 50 cm de la superficie de emisión. Esta superficie, ilustrada en la Figura 2 representa la membrana de un altavoz que se mueve con una aceleración normal de 1 $\mathrm{m/s^2}$ a lo largo de la dirección positiva del eje OX. Por el contrario, la cámara de recepción está recubierta por materiales absorbentes, modelados mediante capas perfectamente acopladas (PML) [24]. Su geometría está diseñada para minimizar el paralelismo y reducir la influencia de modos propios. Dentro de esta cámara de recepción, los puntos de medida se sitúan a 20 cm de la

superficie del último dispersor, en el centro de gravedad de la superficie transversal. Esta configuración reproduce la estructura de medición de una cámara anecoica.

Para la simulación, se emplea el método de elementos finitos utilizando el software COMSOL® Multiphysics en su versión 6.1 con el módulo de acústica [25]. La simulación se realiza en el rango de frecuencias de 100 a 1700 Hz, utilizando una malla con 6 elementos por longitud de onda. Esto da como resultado un total de 41500 grados de libertad. El cálculo completo tarda aproximadamente 9 minutos en el ordenador del que se dispone para realizar la modelización.

Para validar aún más el prototipo experimental, se introduce un modelo adicional en red triangular de dispersores (véase la figura 3). Este modelo se parece mucho al anterior, pero con dispersores dispuestos en un red triangular.

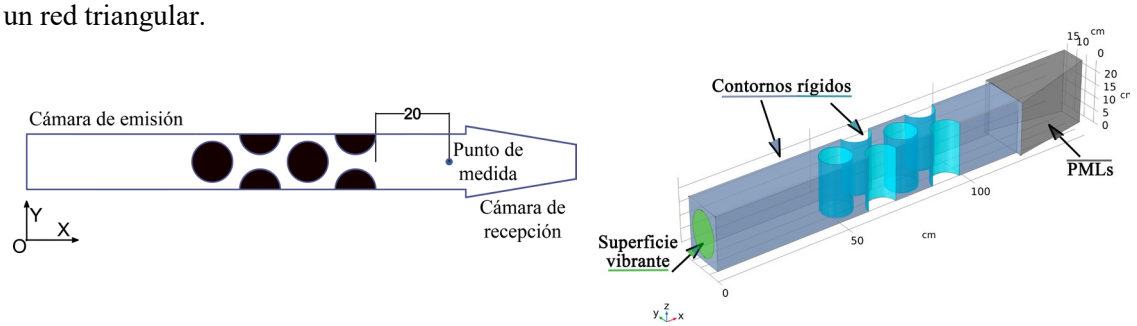


Figura 3: (Izquierda) Vista superior en 2D del modelo de red triangular. (Derecha) Vista en 3D del mismo modelo junto con las condiciones de contorno empleadas.

El modelo conserva la misma geometría y dimensiones mostradas en la Figura 2 tanto para la cámara de emisión como para la de recepción. Además, la posición del primer dispersor con respecto a la superficie de emisión no varía. El punto de medida se sitúa a la misma distancia de 20 cm de la superficie del último dispersor. La simulación cubre el mismo rango de frecuencias de 100 a 1.700 Hz que anteriormente, utilizando un mallado con 6 elementos por longitud de onda. El resultado es un total de 42100 grados de libertad, el cálculo completo tarda aproximadamente 7 minutos en nuestro ordenador. En este caso, se emplean semicilindros perfectos para mantener unas condiciones de periodicidad en las paredes laterales del dominio.

2.3 Prototipo experimental

La validación de las medidas de IL en una cámara anecoica supone un importante reto logístico así como costoso en término de horas de trabajo necesarias. La colocación de grandes cantidades de dispersores de tamaño real dentro de la cámara anecoica, así como la complejidad del montaje y sus costes plantean inconvenientes. Además, no todo el mundo tiene acceso a una cámara anecoica. Para solucionar este problema, se ha desarrollado un prototipo experimental como alternativa. Partiendo de la base del modelo numérico descrito en la sección anterior, el objetivo es asegurar que el comportamiento del prototipo se alinea con los resultados de las pruebas en cámara anecoica.

Originalmente, el modelo numérico imponía condiciones de contorno rígidas en todas las superficies laterales, el suelo y la parte superior de la cámara de emisión. Se reproducen estas condiciones utilizando un marco exterior rígido de madera MDF de 17 mm de grosor (paredes, suelo y techo desmontable). Para que el prototipo se pueda ajustar al parámetro de red del CS medido en la cámara anecoica, se añade un tablero plano de roble mazico de 22 mm de grosor a las paredes laterales interiores. Gracias a esto, se mantiene el paralelismo de las paredes laterales, que están separadas a una distancia constante

de 15 cm (véase la figura 4). Además, si se varía el grosor del tablero interior, se puede variar el parámetro de red o insertar dispersores de diámetros mayores/menores.

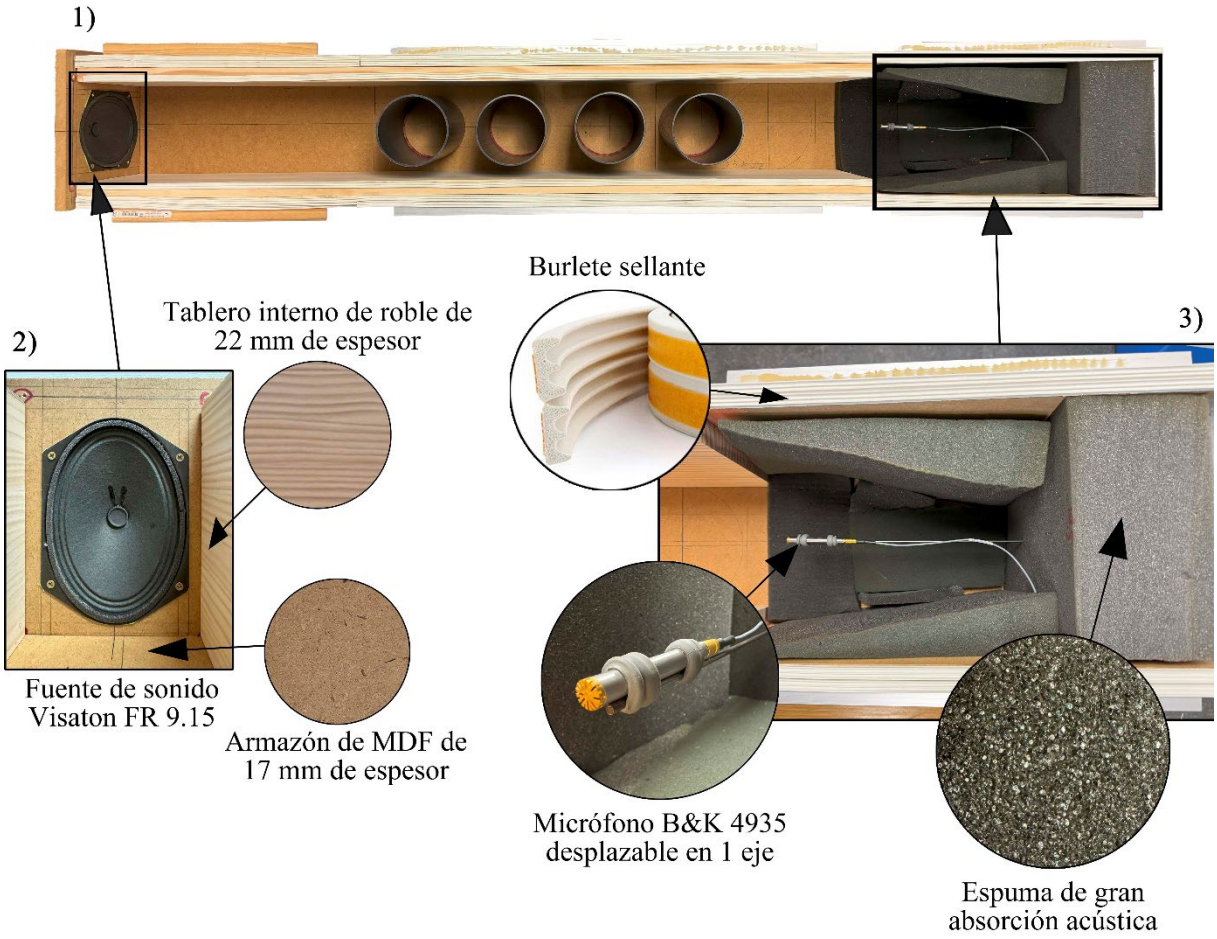


Figura 4: (1) Vista superior del prototipo experimental. (2) Detalle de la fuente de sonido dentro del prototipo. (3) Varios aspectos del área de recepción en el prototipo. (4) Prototipo cerrado con tapas superiores durante una medida.

La sección final del prototipo sirve de cámara de recepción. Mientras que el modelo numérico utilizaba capas perfectamente acopladas en sus contornos, se recrean estas condiciones utilizando cuñas gruesas de espuma acústica de poro cerrado de alta absorción. Este diseño asimétrico, ya considerado en el modelo, minimiza la influencia de los modos propios. El modelo numérico considera las características de emisión de una superficie vibrante con la misma geometría que el altavoz del prototipo. Para alinearlo con el punto de medida (situado a 20 cm del último dispersor), una varilla posiciona con precisión el micrófono (ver Figura 5).

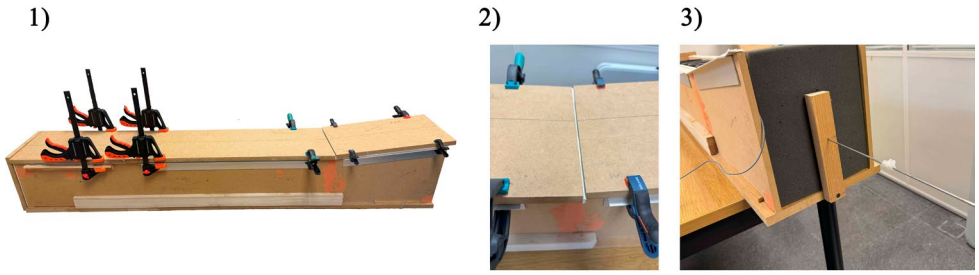


Figura 5: (1) Prototipo experimental cerrado con tapas superiores para tomar medidas. (2) Detalle de las tiras de sellado colocadas entre dos secciones de la tapa superior. (3) Detalle del conjunto varilla-micrófono; obsérvese que la varilla puede deslizarse para adaptarse a la distancia deseada hasta el último dispersor.

Durante las medidas, el sistema se sella con tapas superiores que utilizan burlete adhesivo para garantizar la estanqueidad. Los dispersores del prototipo se ajustan a la geometría del modelo numérico, con el primer dispersor situado a 50 cm del altavoz. Estos dispersores, fabricados en PVC, se ajustan a las condiciones de rigidez y tienen una altura de 20 cm (frente a los 150 cm de los colocados en la cámara anecoica). Su altura coincide exactamente con la de la cámara del prototipo para evitar huecos entre los dispersores y el techo/suelo. Este enfoque logra el objetivo inicial reduciendo el uso de material en un 98.6% en comparación con las medidas realizadas en cámara anecoica. Se simplifica el montaje y se mejora el control de los dispersores en comparación a una cámara anecoica, por lo que podría resultar adecuado para los equipos de diseño de barreras acústicas basadas en CS. Además del ahorro en costes, el prototipo es compatible con la impresión 3D de dispersores dado su tamaño, lo cual ofrece la ventaja de poder diseñar dispersores con geometrías complejas y avanzadas.

Para las medidas experimentales realizadas con el prototipo, se utiliza la plataforma Brüel & Kjær PULSE type 3560-C, que permite tanto la emisión de señal como su recepción. La adquisición de la señal se realiza con un micrófono Brüel & Kjær type 4935 de ¼". Para mantener las condiciones de régimen estacionario, se emite una señal continua de ruido blanco desde una fuente de sonido Visaton FR 9.15 durante las medidas. Cada medida dura aproximadamente un minuto, con un promedio de 1000 FFTs de la señal recogida por el micrófono (véase la Figura 6).

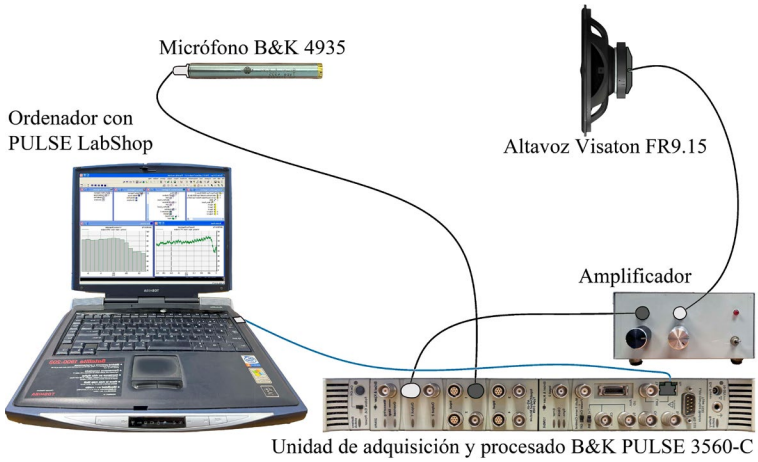


Figura 6: Diagrama de conexiones de los equipos utilizados en la medición del prototipo experimental.

3 Resultados y discusión

El primer resultado de interés está relacionado con la concordancia obtenida entre el modelo numérico propuesto y el prototipo experimental construido con respecto a las medidas anecoicas.

Antes de mostrar el primer resultado, es de interés observar los modelos numéricos propuestos trabajando a la frecuencia de Bragg en la Figura 7. Obsérvese que, a pesar de que la generación de la señal actúa como una fuente puntual, en la primera sección de los modelos se forma una onda plana debido a su geometría en forma de conducto. Obsérvese también que la transmisión de la onda se reduce mucho a la frecuencia de Bragg debido a los fenómenos de dispersión múltiple que se producen en el CS, la transmisión es menor en la topología de red cuadrada que en la triangular.

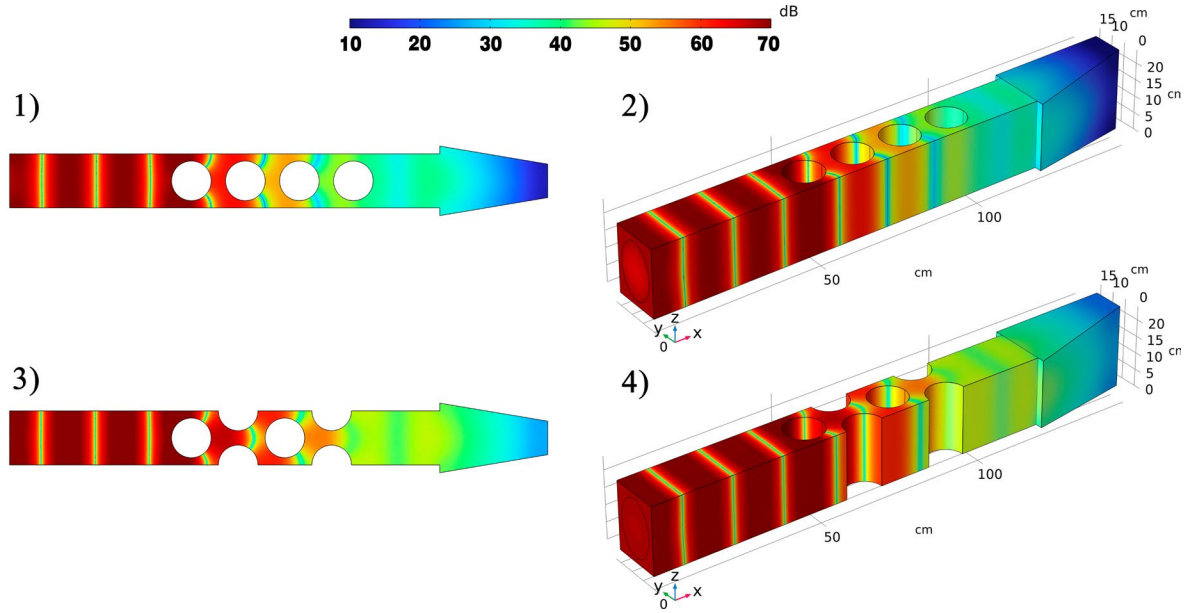


Figura 7: (1) Mapa del nivel de presión sonora a la frecuencia de Bragg en un plano XY en z=10 cm del modelo de red cuadrada. (2) Mapa 3D del nivel de presión sonora a la frecuencia de Bragg del modelo de red cuadrada. (3) Mapa del nivel de presión sonora a la frecuencia de Bragg en un plano XY en z=10 cm del modelo de red triangular. (4) Mapa 3D del nivel de presión sonora a la frecuencia de Bragg del modelo de red triangular.

La Figura 8 representa el espectro de IL entre 100 y 1700 Hz en el punto de medida del CS en la cámara anecoica con una línea negra discontinua, el espectro de IL del modelo numérico se representa con una línea azul continua y el prototipo experimental con una línea morada discontinua.

En la Figura 8, se observa una concordancia significativa entre los resultados numéricos calculados y las medidas realizadas en el prototipo implementado. Aunque los resultados experimentales muestran cierta desviación respecto a la función numérica, se asemejan a la curva medida en la cámara anecoica. Los resultados experimentales de pérdidas por inserción del prototipo se alinean bien con los de la cámara anecoica tanto en la forma de la curva como en los valores medidos.

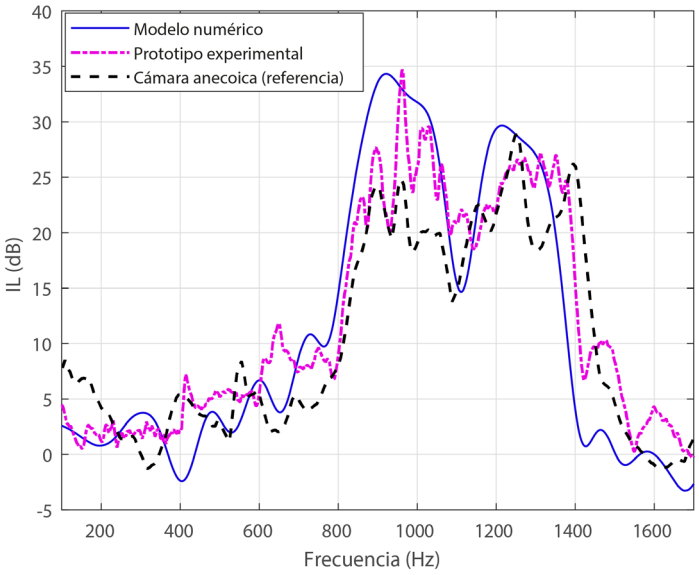


Figura 8: Espectros de pérdidas por inserción obtenidos a partir del modelo numérico propuesto y medidos experimentalmente en el prototipo, comparados con las medidas de referencia realizadas en la cámara anecoica.

Tras validar tanto el nuevo modelo de predicción numérica como el prototipo experimental, se estudia un CS en red triangular con el mismo parámetro de red.



Figura 9: CS en red triangular en el prototipo experimental.

Para crear la red triangular en el prototipo, se parten por la mitad los mismos dispersores cilíndricos de PVC de 20 cm de altura utilizados anteriormente y se fijan firmemente a las paredes laterales con cinta adhesiva de doble cara, como puede verse en la Figura 9. El posicionamiento preciso de los dispersores garantiza la correcta alineación con el modelo numérico.

Las pérdidas por inserción del prototipo experimental muestran similitud con la predicción del modelo numérico, confirmando la localización de la frecuencia de Bragg. La anchura de la banda prohibida disminuye como se esperaba, y se observan valores de pérdida de inserción inferiores a los de una red cuadrada, en consonancia con trabajos de investigación anteriores [23].

La Figura 10 representa el espectro IL entre 100 y 1700 Hz en el punto de medida del modelo numérico en disposición de red triangular con una línea sólida azul, y el prototipo experimental en la misma disposición con una línea punteada morada.

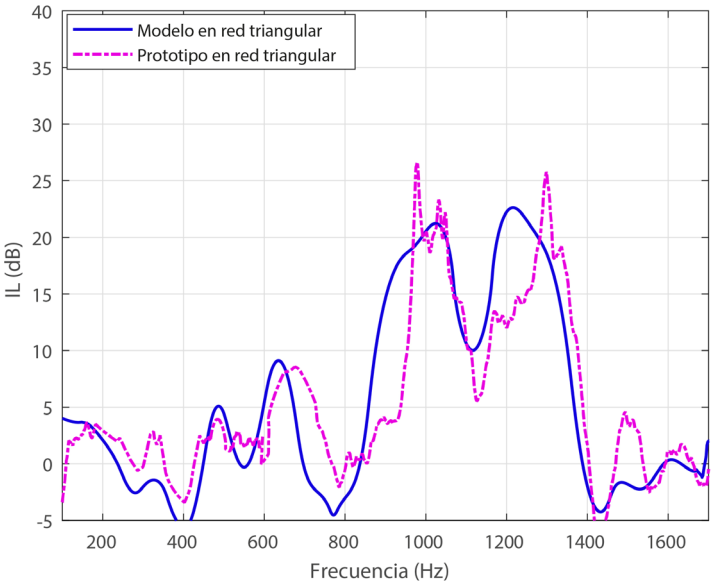


Figura 10: Espectros de pérdidas por inserción tanto para el modelo numérico de red triangular como para el prototipo en misma configuración de red.

Sin embargo, es esencial señalar que el prototipo tiene limitaciones: sólo permite la medida en un punto receptor, que puede ajustarse en relación con la última superficie de dispersión, pero no admite la medición simultánea en varios puntos.

4 Conclusión

Este estudio presenta un nuevo modelo numérico y un prototipo experimental acorde al mismo para evaluar las barreras acústicas basadas en CS. Para validar los resultados, se han realizado medidas de referencia en cámara anecoica sobre el mismo modelo de CS, asumiendo que la cámara anecoica se aproxima al comportamiento de la barrera en el mundo real.

Nuestro modelo numérico propuesto se aleja de los modelos ideales utilizados habitualmente para la predicción acústica de BACS. Funciona en incidencia normal, evaluando el primer band gap del CS. En concreto, se centra la atención en la frecuencia de Bragg dentro de la problemática banda espectral del ruido del tráfico rodado. Utilizando este modelo de predicción, se ha construido y probado un CS equivalente en un prototipo experimental. Los resultados muestran una gran precisión, y se ha verificado la fiabilidad tanto para CS en red cuadrada como triangular.

Sorprendentemente, se han conseguido predicciones de IL robustas sustituyendo una configuración de 40 dispersores (cada uno de 150 cm de altura) por sólo 4 dispersores (cada uno de 20 cm de altura). Este enfoque de eficiencia en cuanto a materiales ha supuesto un ahorro de más del 98% en nuestro experimento, reduciendo significativamente los costes y la complejidad del montaje.

Los resultados obtenidos permiten una validación experimental rentable de los modelos teóricos, eliminando la necesidad de extensas pruebas en cámara anecoica. Además, la sencilla implementación del prototipo beneficia a los grupos de investigación que no tienen acceso a cámaras anecoicas, ya que proporciona una perspectiva realista de sus diseños. Al probar el prototipo, se han considerado diámetros

de dispersores reales (no versiones a escala), lo que permite explorar dispersores impresos en 3D con diseños complejos en un futuro cercano.

Referencias

[1] World Health Organization. (2018). *Environmental noise guidelines for the European Region,* World Health Organization Regional Office for Europe, Copenhagen (DK).

[2] European Environment Agency. (2020). *Environmental noise in Europe – 2020*, Publications Office, Luxembourg (BE).

[3] Houthuijs, D., Swart, W., & van Kempen, E. (2018). *Implications of environmental noise on health and wellbeing in Europe. EIONET Report — ETC/ACM 2018/10*. European Environment Information and Observation Network.

[4] Blanes, N., Fons-Esteve, J., Hintzsche, M., Ramos, M. J. V., Röösli, M., De La Maza, M. S., Ubach, R., Vienneau, D., & Peris, E. (2022). *Projected health impacts from transportation noise – Exploring two scenarios for 2030. ETC HE Report 2022/5.*

[5] Praticò, F. G., Briante, P. G., & Speranza, G. (2020). Acoustic Impact of Electric Vehicles. *2020 IEEE 20th Mediterranean Electrotechnical Conference (MELECON)*, Palermo, 16 a 18 de junio, pp. 7-12.

[6] Ling, S., Yu, F., Sun, D., Sun, G., & Xu, L. (2021). A comprehensive review of tire-pavement noise: generation mechanism, measurement methods, and quiet asphalt pavement. *Journal of Cleaner Production*, 287, 125056.

[7] Ferrara, A., Sicona, S., & Siri, S. (2018). *Freeway traffic modelling and control*, Springer, Cham (CH).

[8] Van Renterghem, T., Forssén, J., Attenborough, K., Jean, P., Defrance, J., Hornikx, M., & Kang, J. (2015). Using natural means to reduce surface transport noise during propagation outdoors. *Applied Acoustics*, 92, pp. 86-101.

[9] Laxmi, V., Thakre, C., & Vijay, R. (2021). Evaluation of noise barriers Based on Geometries and Materials: a review. *Environmental Science and Pollution Research*, 29(2), pp. 1729-1745.

[10] Maekawa, Z. (1968). Noise reduction by screens. *Applied Acoustics*, 1(3), pp. 157-173.

[11] Martínez-Sala, R. M., Sancho, J., Sánchez-Pérez, J. V., Gómez, V., Llinares, J., & Meseguer, F. (1995). Sound attenuation by sculpture. *Nature*, 378(6554), 241.

[12] Foldy, L. L. (1945). The Multiple Scattering of Waves. I. General Theory of Isotropic Scattering by Randomly Distributed Scatterers. *Phys. Rev.*, 67(3-4), pp. 107-119.

[13] Gupta, A. (2014). A review on Sonic Crystal, its applications and numerical analysis techniques. *Acoustical Physics*, 60(2), pp. 223-234.

[14] Gieva, E., Ruskova, I., Nedelchev, K., & Kralov, I. (2020). Comparative analysis of the acoustic efficiency of classical and sonic crystal noise barriers. *International Scientific Conference on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies (BulTrans-2020)*, Sozopol, 10 a 13 de septiembre, 1002, 012014.

[15] Castiñeira-Ibáñez, S., Rubio, C., Romero-García, V., Sánchez-Pérez, J. V., & García-Raffi, L. M. (2012). Design, manufacture and characterization of an acoustic barrier made of Multi-Phenomena cylindrical scatterers arranged in a Fractal-Based geometry. *Archives of Acoustics*, 37(4), pp. 455-462.

[16] Qin, X., Ni, A., Chen, Z., Fang, M.-J., & Li, Y. (2022). Numerical modeling and field test of sonic crystal acoustic barriers. *Environmental Science and Pollution Research*, 30(6), pp. 16289-16304.

[17] Sánchez-Pérez, J. V., Rubio, C., Martínez-Sala, R., Sanchez-Grandia, R., & Gómez, V. (2002). Acoustic barriers based on periodic arrays of scatterers. *Applied Physics Letters*, 81(27), pp. 5240-5242.

[18] Romero-García, V., Sánchez-Pérez, J. V., & García-Raffi, L. M. (2011a). Tunable Wideband BandStop acoustic filter based on two-dimensional multiphysical phenomena periodic systems. *Journal of Applied Physics*, 110(1), 014904.

[19] Morandi, F., Miniaci, M., Marzani, A., Barbaresi, L., & Garai, M. (2016). Standardised acoustic characterisation of sonic crystals noise barriers: sound insulation and reflection properties. *Applied Acoustics*, 114, pp. 294-306.

[20] Makarewicz, R., & Sato, Y. (1996). Representative spectrum of road traffic noise. *Journal of the Acoustical Society of Japan*, 17(5), pp. 249-254.

[21] Romero-García, V., Sánchez-Pérez, J. V., & García-Raffi, L. M. (2011b). Analysis of the wave propagation properties of a periodic array of rigid cylinders perpendicular to a finite impedance surface. *Europhysics Letters*, 96(4), 44003.

[22] Castiñeira-Ibáñez, S., Rubio, C., & Sánchez-Pérez, J. V. (2015). Environmental noise control during its transmission phase to protect buildings. Design model for acoustic barriers based on arrays of isolated scatterers. *Building and Environment*, 93, pp. 179-185.

[23] D'Orazio, T., Asdrubali, F., Godinho, L., Veloso, M., & Amado-Mendes, P. (2023). Experimental and Numerical Analysis of Wooden Sonic Crystals Applied as Noise Barriers. *Environments*, 10(7), 116.

[24] Berenger, J.-P. (1994). A perfectly matched layer for the absorption of electromagnetic waves. *Journal of Computational Physics*, 114(2), pp. 185-200.

[25] COMSOL Multiphysics® v. 6.1. www.comsol.com. Comsol ab, stockholm, sweden.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

MANIPULACIÓN DINÁMICA DE ONDAS ACÚSTICAS EN METAMATERIALES VARIANTES EN EL TIEMPO MEDIANTE INTERFACES ESPACIO- TEMPORALES

Galiana-Nieves, Jaime[1], Redondo. J[2], Sánchez-Morcillo[2]. V, Picó. R[2]

[1]Universitat Politècnica de València
{jaiganie@doctor.upv.es}
[2]Instituto de Investigación para la Gestión Integrada de Zonas Costeras, Universitat Politècnica de València, Campus de Gandía
{fredondo@fis.upv.es, victorsm@fis.upv.es, rpico@fis.upves}

Resumo

Los metamateriales variables en el tiempo, mediante la modificación gradual o instantánea de sus propiedades físicas, ejercen un control sobre la propagación de las ondas acústicas de formas que no pueden conseguir los medios estáticos. Al modificar la velocidad de propagación o la densidad en las interfaces espacio temporales entre medios diferentes, las ondas dispersadas, tanto hacia delante como hacia atrás, pueden ajustarse en el espacio y en el tiempo. Este estudio profundiza en diversos fenómenos ondulatorios observados en distintos escenarios, centrándose en la interacción onda-interfase móvil. Empleamos simulaciones numéricas en el dominio del tiempo mediante el método de diferencias finitas en el dominio del tiempo utilizando el método de las diferencias finitas centradas en el tiempo (CIT-FDTD) para validar los coeficientes analíticos de dispersión en la interfase. Estas simulaciones permiten comprender el complejo comportamiento de los metamateriales con condiciones dinámicas y ofrecen aplicaciones potenciales en ingeniería acústica avanzada y ciencia de materiales.

Palavras-chave: metamateriales, interfase temporal, espacio-temporal, materiales dinámicos.

Abstract

Time-varying metamaterials, through either the gradual or instantaneous modifications of their physical properties, exert control over the propagation of acoustic waves in ways unachievable by static media. By altering the propagation speed or density at spatial-temporal interfaces between differing media, the scattered waves, both forward and backward can be tailored in space and time. This study delves into diverse wave phenomena observed across various scenarios, focusing on the interactions between propagating waves and dynamically moving acoustic interfaces. We employ time-varying numerical simulations with the finite-difference time-domain using the immersed centered-in-time FDTD method (CIT-FDTD) to validate the analytical scattering coefficients. These simulations provide insights into the complex behaviors of metamaterials under dynamic conditions, offering potential applications in advanced acoustic engineering and materials science.

Keywords: metamaterials, space time interfase, space-time, dynamic materials

PACS no. 43.20.+g. 43.28.+h

1 Introducción

En los últimos años, el estudio de metamateriales espacio temporales ha comenzado a recibir atención debido a su capacidad para manipular las propiedades de las ondas con las que interactúa [1], [2]. Nos referimos a un material espaciotemporal como un sistema cuyas propiedades físicas, como su tamaño, densidad de composición, posición, etc., varían con el tiempo. Estos cambios en sus características pueden dar lugar a fenómenos novedosos que se están comenzando a estudiar en acústica[3]. Los estudios experimentales de sistemas móviles pueden realizarse en casos en los que la velocidad de movimiento del mismo sea relativamente lenta[4]. Sin embargo, cuando esta velocidad se acerca a la velocidad de propagación del sonido, la medición de los fenómenos resultantes se hace inviable. Es por ello que se recurre a métodos de simulación para estudiar los efectos de dichos sistemas.

En principio, el método de las diferencias finitas en el dominio del tiempo (FDTD) está particularmente adaptado para estudiar sistemas que presentan variaciones en el tiempo, ya que es un método en el dominio temporal[5]. Sin embargo, presenta algunas dificultades técnicas debido a la variación de las variables acústicas en los puntos cercanos a la interfase. Por ello, aunque este método permita un estudio detallado de la propagación de ondas y su interacción con el material en un sistema acústico, se han desarrollado modificaciones del mismo para poder estudiar el comportamiento de materiales que varían en el tiempo. Tal es el caso del Immersed Boundary Method (IBM-FDTD)[6], método muy utilizado en dinámica de fluidos para simular el comportamiento de paredes y estructuras que se mueven en el espacio y su efecto sobre las ondas que inciden sobre ellas[7], [8]. Otra metodología consiste en aplicar la transformación de Lorentz al método de las diferencias finitas, común en electromagnetismo para estudiar sistemas que varíen de tamaño de forma constante[9]. Otra forma de simular medios acústicos con interfaces móviles es mediante la realización de aproximaciones analíticas de sistemas móviles e implementarlas como condiciones de contorno en un modelo de FDTD, utilizado para la simulación de sistemas como resonadores de Helmholtz con dimensiones variables[10].

Un sistema espacio-temporal que está siendo estudiado en los últimos años es el conocido como interfaz espacio temporal[11]. Definimos como interfaz espacio temporal una separación entre dos medios con distintas características físicas que se va desplazando en el tiempo y en el espacio a una velocidad constante. En este proyecto simularemos la interacción entre una onda y dicho sistema. El método elegido para simular la interacción entre una onda y una interfaz espacio temporal es el método de las diferencias finitas centrado en el tiempo (CIT-FDTD) [12]. Este método permite la adición de un campo de fondo de velocidades que altera la velocidad de propagación de las ondas simuladas. De esta manera, podemos introducir una velocidad de fondo en el sistema que resulte equiparable a aplicar un movimiento de esas mismas características sobre la interfaz entre los dos medios colindantes.

El objetivo de este proyecto es la validación de el método CIT-FDTD para el estudio del comportamiento de interfaces móviles con resultados analíticos conocidos.

2 Interfaz espacio temporal

En la Figura 1 se puede observar la interacción entre la onda incidente y la interfaz móvil. En el eje x del diagrama espacio temporal se representa la distancia y en el eje de las $y$el tiempo t. En el eje de las z se representa la amplitud de la presión sonora P. La interfaz móvil, representada por una línea discontinua púrpura, es el punto de unión entre dos medios con distintas velocidades de propagación

del sonido c_1y c_2 que desplaza con una velocidad v. Esta representación espacio temporal ayuda a entender la interacción y dinámicas que ocurren en el sistema.

Cuando la onda incidente que viaja en el primer medio a una velocidad $c_1$interactúa con la interfaz móvil, se generan nuevas ondas como resultado del cambio de medio y el movimiento de la interfaz. En la figura se puede observar cómo la interacción de la onda incidente (representada en rojo) resulta en un cambio de amplitud y frecuencia en las ondas dispersadas. Se generan una señal reflejada que se propaga en el primer medio y una onda que se transmite al segundo con distintas características espaciales y temporales. Por lo tanto, la forma de caracterizar las dinámicas de un sistema espacio temporal de este tipo requiere de el análisis del cambio producido en frecuencia de la onda debido a la interacción con la interfaz móvil y el estudio de las amplitudes de las ondas tras la interacción. Dependiendo de la relación entre las velocidades de los medios y la velocidad de la interfase, distinguimos tres régimenes.

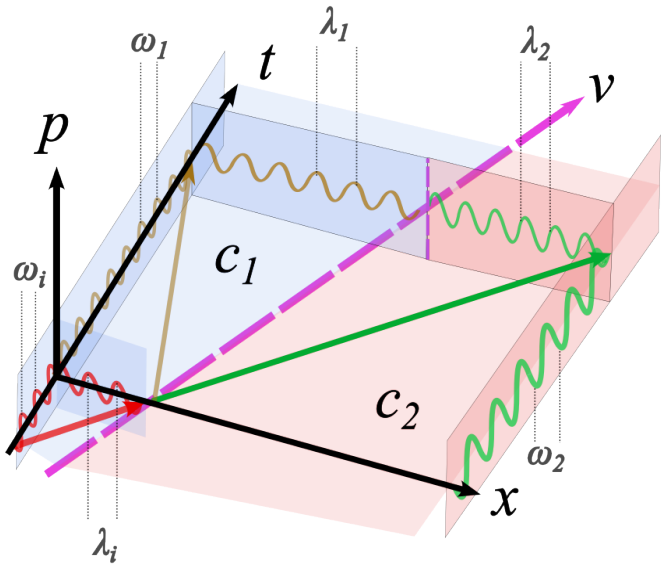


Figura 1 – Esquema de una interfaz espacio temporal. La línea discontinua morada representa una interfaz entre dos medios con velocidades de propagación c_1yc_2, que se desplaza desde una posición inicial a una velocidad definida por v. La flecha roja representa la onda incidente en la interfaz, que se propaga en el medio inicial, mostrado en azul. La onda reflejada se muestra mediante una flecha roja. La onda forward, representada en verde, se propaga a través del segundo medio en la dirección positiva. En los ejes x(distancia) y t(tiempo) se muestran las proyecciones de cada componente que se propaga en el sistema, dando lugar a las posibles variaciones de frecuencia,ω, y longitud de onda,,λ provocadas por el movimiento de la interfaz.

En el régimen subsónico la velocidad de movimiento de la interfase es menor que cualquiera de las velocidades de propagación de los medios, es decir $|(v)|<min(c_1,c_2)$. En esta situación, como se puede observar en al Figura 2, a partir de una onda incidente se obtienen dos ondas dispersadas. Por un lado se genera una onda reflejada, r, que se propaga en el primer medio con dirección opuesta a la

incidente. Por otro lado, se transmite otra onda en el segundo medio en la misma dirección que la onda incidente de ahora en adelante la llamaremos onda forward, f.

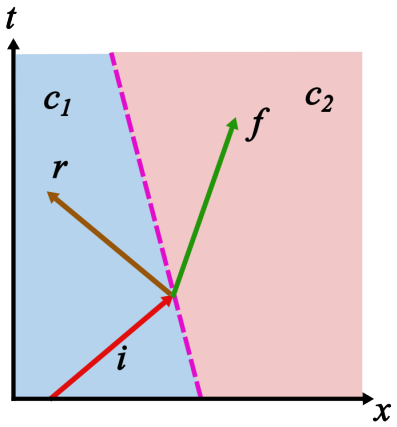


Figura 2-Representación en el espacio (eje x) y el tiempo (eje$t$) de la evolución de un sistema de interfaz espacio temporal subsónico. La interfaz, en morado, que separa ambos medios se desplaza en el espacio con una velocidad negativa que cumple que $|(v)|<min(c_1,c_2)$. Esto provoca que, a partir de una onda incidente i, en rojo, se generen una onda forward f en el segundo medio y una onda reflejada, r, en el primer medio desplazándose en dirección contraria a la incidente.

En segundo lugar, el caso en el que la velocidad de desplazamiento de la interfaz es mayor que la velocidad de propagación en ambos medios, $|(v)|>max(c_1,c_2)$, se conoce como régimen supersónico (Figura 3). En este caso, las componentes surgidas de la interacción entre la onda incidente y la interfaz móvil se diferencian entre una onda forward definida de la misma forma que en el caso subsónico y una onda backward, b. La mayor diferencia con el caso subsónico radica en que en este caso ambas componentes se propagan en el segundo medio.

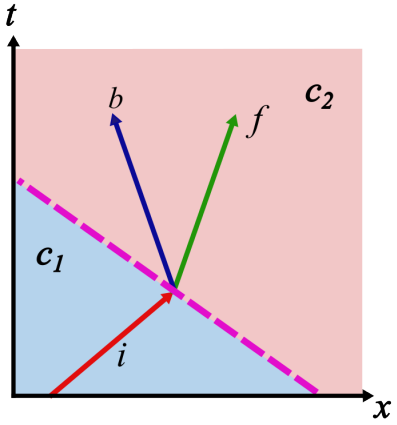


Figura 3-Evolución en el espacio (eje x) y el tiempo (eje t) de una interfaz espacio temporal subsónico. La interfaz, en morado, que separa ambos medios se desplaza en el espacio con una velocidad negativa que cumple que $|(v)|>max(c_1,c_2)$. A partir de una onda incidente i, en rojo, se generan dos ondas: una onda forward f y una onda backward b, ambas propagándose en el segundo medio pero con direcciones opuestas.

Finalmente, el caso intersónico, representado en la Figura 4, es aquel en el que la velocidad de movimiento de la interfaz se encuentra entre las velocidades de propagación de los medios que separa, o bien $c_1<|(v)|<c_2$, o $c_2<|(v)|<c_1$. Este caso es el más complejo, ya que las tres componentes descritas, r, f, b, serán o no analizables dependiendo de la relación entre las velocidades seleccionadas.

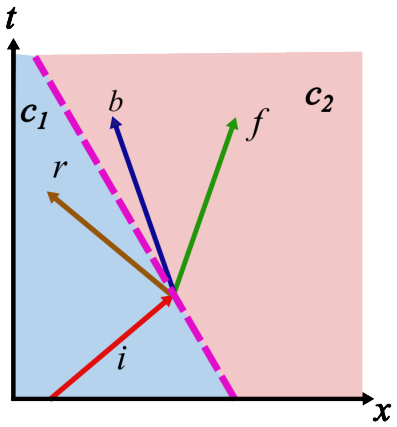


Figura 4-Representación en el espacio (eje x) y el tiempo (eje$t$) de la evolución de un sistema de interfaz espacio temporal subsónico. La interfaz, en morado, que separa ambos medios se desplaza en el espacio con una velocidad negativa tal que $c_2<|(v)|<c_1$. En este caso, las ondas generadas a partir de la interacción entre la onda y la interfase pueden variar dependiendo de la relación entre las velocidades. En el caso mostrado, tres componentes (r, f, b) se generan en esta interacción.

El cambio de longitud de onda y frecuencia producido tras la interacción de una onda incidente con la interfase móvil se puede deducir comparando la proyección de las ondas en los ejes espacial y temporal, respectivamente.. En la Tabla 1 se muestra la transformación en frecuencia temporal y espacial para cada uno de los casos descritos, donde $\lambda(v, c_2)$ y $\omega(v, c_2)$son la longitud de onda y la frecuencia angular obtenida para una interfaz con velocidad $v$que separa un medio con velocidad de propagación c_1y un segundo medio con velocidad de propagación c_2. Las componentes λ_i, ω_i representan la longitud de onda y la frecuencia angular de la onda incidente que se propaga en el primer medio.

Tabla 1 – Conversión en frecuencia de las componentes generadas a partir de la interacción entre una interfase móvil y una onda incidente.

	Forward	Backward	Reflejada
$\frac{\lambda(v, c_2)}{\lambda_i}$	$\frac{v-c_2}{v-c_1}$	$\frac{v+c_2}{v-c_1}$	$\frac{v+c_1}{-(v-c_1)}$
$\frac{\omega(v, c_2)}{\omega_i}$	$\frac{v-c_1}{c_1\left(\frac{v}{c_2}-1\right)}$	$\frac{c_2}{c_1}\frac{v-c_1}{v+c_2}$	$\frac{-(v-c_1)}{v+c_1}$

Se observa que, en el caso de la onda reflejada, la relación de frecuencia y longitud de onda existente con la onda incidente no depende de la velocidad de propagación en el segundo medio, únicamente depende de la velocidad de desplazamiento de la interfaz móvil.

A partir del estudio de la interacción entre una onda y una interfase entre dos medios [13], [14], [15]se pueden a su vez obtener los coeficientes de dispersión de las tres componentes para los casos subsónico, supersónico e intersónico, pudiendo de esta manera caracterizar cada componente de manera completa. En la Tabla 2 se muestran los coeficientes de dispersión de cada componente definidos como el coeficiente entre la velocidad de partícula de las ondas generadas tras la interacción con la interfase móvil y la velocidad de partícula de la onda incidente.

Tabla 2 –Coeficientes de dispersión de las componentes generadas a partir de la interacción entre una interfase móvil y una onda incidente.

	Forward	Backward	Reflejada
Subsónico	$\frac{2c_1}{c_1+c_2}$		$\frac{c_1-c_2}{c_1+c_2}$
Supersónico	$\frac{c_2+c_1}{2c_2}$	$\frac{c_2-c_1}{2c_2}$	
Intersónico	$\frac{c_2+c_1}{2c_2}\frac{\lvert v\rvert-c_1}{\lvert v\rvert+c_2}\left[\left(\frac{c_1-c_2}{c_1+c_2}\right)+1\right]+\frac{2c_1}{\lvert v\rvert+c_2}$	$\frac{\lvert v\rvert-c_1}{\lvert v\rvert+c_2}$	$\frac{c_1-\lvert v\rvert}{c_1+\lvert v\rvert}$

Se puede observar que, tanto los casos subsónicos como supersónicos no dependen de la velocidad de movimiento de la interfaz en cuanto al coeficiente de dispersión de las ondas generadas.

3 Método de simulación

El método de las diferencias finitas en el dominio del tiempo (FDTD) se modela a partir de una discretización del dominio espaciotemporal a estudio. De esta manera, se obtienen dos mallas al tresbolillo, una de presión sonora, p, y otra de velocidad de partícula, u, ubicadas de manera alterna tanto en el tiempo como en el espacio. Esto significa que se resuelven alternativamente en el espacio y el tiempo (leap-frog). Sin embargo, cuando se desea añadir movimiento al modelo que se simula, este esquema de simulación presenta inestabilidades. Es por ello que se modifica la forma de obtención del método para añadir un campo de velocidades que simule el movimiento de la interfase móvil. Las ecuaciones previas a la discretización que define el método se expresan como:

$$\frac{\partial p}{\partial t}+v_0\cdot\nabla\ p+c^2\rho_0\nabla\ \cdot u=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t}+(v_0 \cdot \nabla)u+(u \cdot \nabla)v_0+\frac{1}{\rho_0}\nabla p=0 \quad (2)$$

donde $p$es la presión sonora en el modelo, $u$es la velocidad de partícula, $c$es la velocidad de propagación en el medio, $\rho_0$la densidad en dicho medio y, finalmente, $v_0$es el campo de velocidades de la interfase móvil. La componente $v_0$determina la variación espacial de la velocidad de partícula y de la presión sonora.

En este trabajo hemos optado por utilizar el método de las diferencias finitas centrado en el tiempo (CIT-FDTD) [16]. A diferencia del método FDTD habitual, este método utiliza dos pasos temporales para obtener la actualización de los valores de presión y de velocidad, pudiendo implementar el campo de velocidades de fondo.

La discretización de las ecuaciones (1-2) para su implementación como un modelo unidimensional se realiza de la siguiente manera

$$p^t = p^{t-2} - 2\Delta t c^2 \rho_0 \nabla u_x^{t-1} - 2\Delta t v_0 \cdot \nabla p^{t-1} \quad (3)$$

$$u_x^t = u_x^{t-2} - \frac{2\Delta t}{\Delta h \rho_0}\nabla p^{t-1} - 2\Delta t v_0 \nabla u_x^{t-1} \quad (4)$$

donde Δtes el incremento temporal surgido de la discretización en el tiempo del modelo, al igual que Δhes el incremento espacial en la dirección de las $x$tratándose de una simulación uni-dimensional. Las variables p^t y u_x^t son los valores de presión y velocidad de partícula en el instante t. Se asume que elcampo de velocidades añadido es constante a lo largo del modelo. Por lo tanto, la variación espacial del mismo, como se observa en la ecuación (4), se anula.

3.1 Modelo de simulación

Utilizando el método descrito, el modelo implementado para el estudio de interfaces espacio temporales consiste en un modelo uni-dimensional de una longitud $L=50\,m$ compuesto por dos materiales con la misma densidad $\rho=1.21\,kg/m^3$ pero diferente velocidad de propagación $c_1=341\,m/s$y $c_2$entre 68.2y $1705\,m/s$. La velocidad de movimiento de la interfaz $v$varía entre 0 y $1360\,m/s$. El sistema se excita mediante una señal gaussiana modulada a una frecuencia central en $x=0$de tal forma que únicamente emita en la dirección positiva del eje de las x. En los extremos del modelo se implementan Perfectly Matched Layers (PMLs) para minimizar reflexiones en el dominio del estudio.

La discretización del medio se ha realizado utilizando dos incrementos espaciales Δhdiferentes, dependientes de las velocidades de propagación en cada medioc_1 y c_2. De esta manera podemos garantizar un mismo número de Courant para todo el modelo. Se ha definido un número de Courant de $C=0.25$ para garantizar la estabilidad del sistema.

Las simulaciones realizadas para validar el método CIT-FDTD para la simulación de interfaces espacio temporales consistirán, teniendo en cuenta que c_1 siempre tendrá el mismo valor, en fijar uno de los parámetros de velocidad, o bien c_2o bien v, y variar el otro. De esta forma, variando la relación entre c_1, c_2 y v se pueden recorrer los regímenes descritos previamente (subsónico, supersónico e intersónico) pudiendo así caracterizar la interacción entre la interfase y las ondas incidentes.

4 Resultados

Los coeficientes de dispersión obtenidos en los casos simulados se han comparado con los resultados analíticos descritos en la Sección 2 para estudiar la validez del método para su correcto estudio. En la Figura 5 se muestra una simulación de un caso intersónico. En el eje de las $x$se representa la longitud del modelo, mientras que en el eje de las $y$se representa el tiempo transcurrido. Se pueden observar las ondas generadas tras la interacción con la interfase móvil, representada mediante una línea discontinua morada. A la izquierda de la interfase, que correspondería con el primer medio, observamos una onda incidente y una onda reflejada propagándose en sentido contrario con la misma velocidad de propagación. Dicha velocidad de propagación se observa a partir de la pendiente de cada componente en el diagrama espacio temporal. En el segundo medio, a la derecha de la interfaz, se generan una onda forward y una onda backward, ambas propagándose a la misma velocidad pero en sentidos opuestos. Los colores de las componentes denotan su velocidad de partícula en cada posición e instante de tiempo.

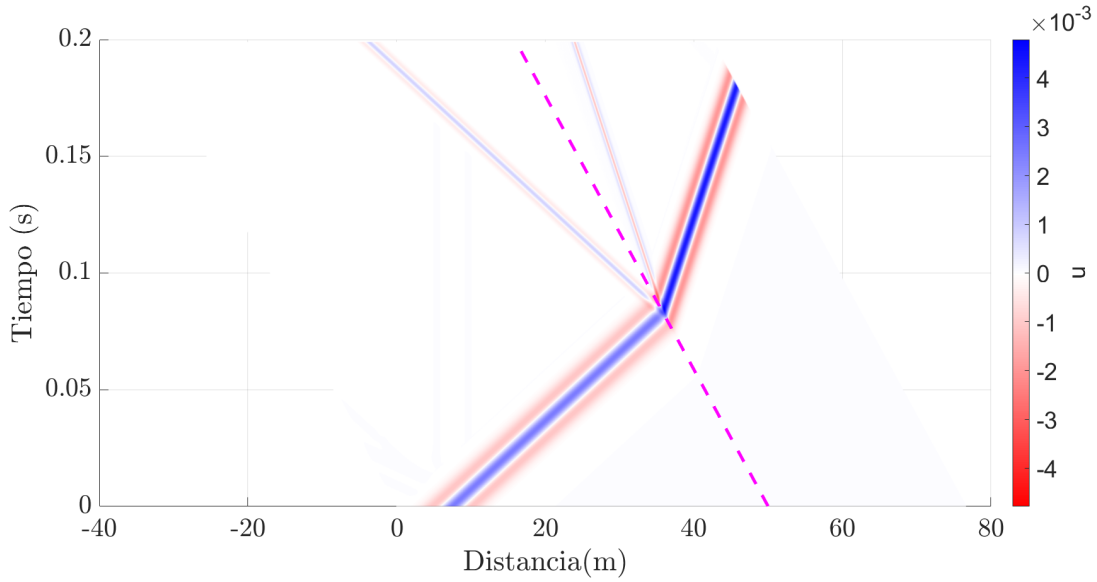


Figura 5- Representación de una simulación de una interfase espacio temporal en el régimen intersónico. En el eje de las x se muestra la longitud del modelo. En el eje de las $y$es representado el tiempo transcurrido en la simulación, sen segundos. El movimiento de la interfase entre ambos medios se puede observar en la línea discontinua morada. La pendiente de la línea denota su velocidad de movimiento. A partir de la interacción entre la onda incidente y la interfase, se observa la generación de las componentes f(en sentido positivo) , by r(estas dos últimas en dirección contraria a la incidente). Se representa en la escala de colores la velocidad de partícula en cada posición y cada instante.

En la Figura 6 se muestran los resultados de los coeficientes de dispersión a partir de las simulaciones. En primer lugar se ha fijado una velocidad de movimiento de la interfaz $v = -170.5\,m/s$. De forma

que la interfase se desplaza en dirección contraria y con velocidad la mitad de la velocidad de la onda sonora en el primer medio $c_1 = 341\,m/s$. En la figura se pueden observar los resultados de los coeficientes de dispersión obtenidos a partir de la variación de la velocidad de propagación del segundo medio. Se puede observar que, hasta que $c_2 = 170{,}5\,m/s$ nos encontramos en el caso intersónico, dado que $c_2 < |(v)| < c_1$. Esto se observa en la existencia de tres ondas dispersadas: una onda reflejada, una onda forward y una onda backward. A partir de esa velocidad de propagación en el segundo medio, pasamos a encontrarnos en un caso subsónico en el que la velocidad de movimiento de la interfaz es menor a cualquiera de las velocidades de propagación de los medios. Esto da lugar a únicamente una onda reflejada y una onda backward que dependen de las propiedades del segundo medio. Se puede observar que los resultados obtenidos mediante las simulaciones coinciden de manera adecuada con aquellos procedentes de los estudios analíticos.

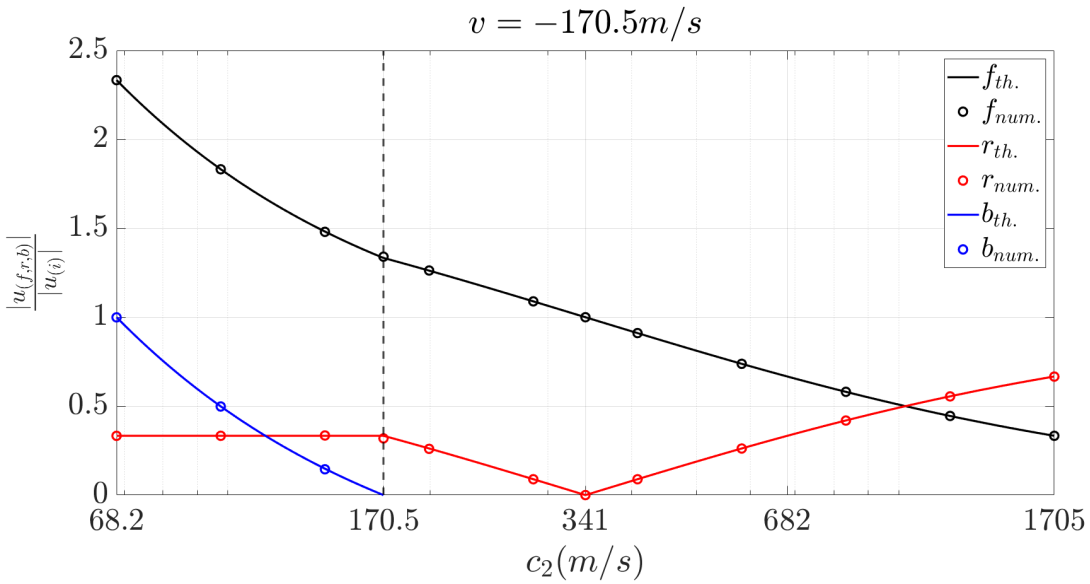


Figura 6- Resultados de los coeficientes de dispersión (eje y) obtenidos a partir de las simulaciones y los valores teóricos para el caso de una velocidad de interfase fija $v = -170\,m/s$ y varios valores de la velocidad de propagación en el segundo medio (eje x).. Los valores teóricos se muestran con una línea continua, mientras que los resultados de las simulaciones se representan mediante puntos. Se representan los resultados para las componentes forward (negro), reflejada (rojo) y backward(azul).

A continuación, en la figura 7, representamos los resultados de la variación de la velocidad de movimiento de la interfaz fijando una velocidad de propagación en el segundo medio de $c_2 = 170.5\,m/s$. En este caso, a medida que varía la velocidad de movimiento de la interfaz móvil, pasamos de el caso supersónico, en el que tenemos componentes forward y backward, al caso intersónico, donde también está presente una componente reflejada. Una vez en el caso subsónico, la onda reflejada se mantiene, mientras que la backward se desvanece. De nuevo, podemos observar una muy adecuada relación entre los resultados numéricos y los analíticos.

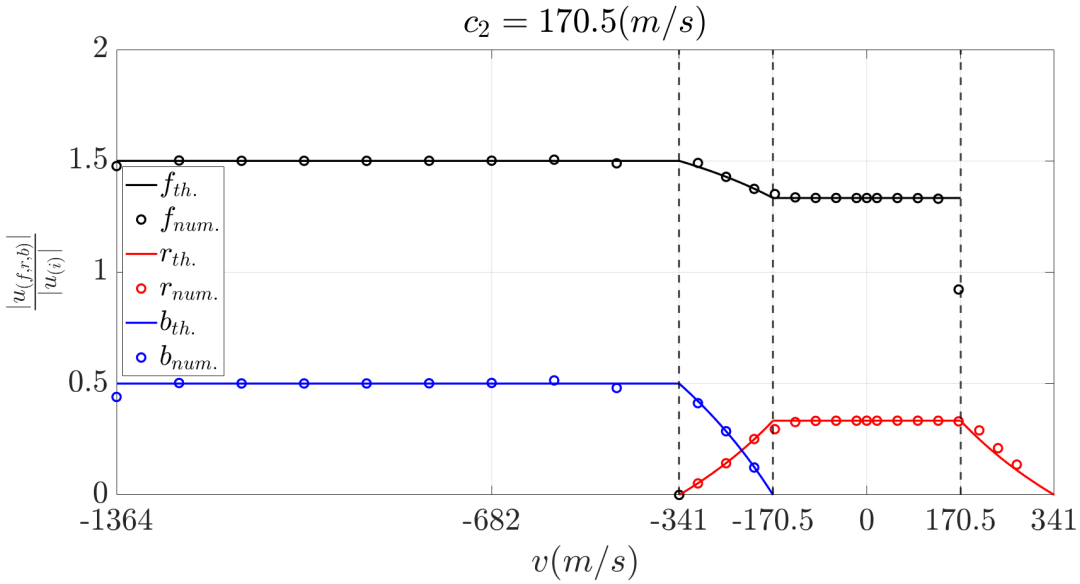


Figura 7-Resultados de los coeficientes de dispersión (eje y) obtenidos a partir de las simulaciones y los valores teóricos para el caso de una velocidad de propagación en el segundo medio fija $v = 170\, m/s$ y varios valores de la velocidad de desplazamiento de la interfase (eje x). Los valores teóricos se muestran con una línea continua, mientras que los resultados de las simulaciones se representan mediante puntos. Se representan los resultados para las componentes forward (negro), reflejada (rojo) y backward(azul).

5 Conclusiones

El objetivo de este trabajo es la implementación de un método de simulación que nos permita estudiar el comportamiento de metamateriales espacio temporales definidos por una interfase móvil cuya posición varía en el tiempo. Para ello se ha optado por el desarrollo del método de las diferencias finitas centradas en el tiempo (CIT-FDTD). Se ha comprobado que los resultados del coeficiente de dispersión para ondas forward, backward y reflejadas obtenidos a partir de los estudios analíticos coinciden con los simulados mediante el método de las diferencias finitas. El método de simulación propuesto ha mostrado un gran acuerdo con los resultados analíticos en los tres regímenes estudiados: subsónico, supersónico e intersónico.

Mediante dos barridos de los parámetros variables, siendo estos la velocidad de propagación en el segundo medio y la velocidad de movimiento de la interfase, se han obtenido los coeficientes de dispersión de los casos medibles en los distintos regímenes y se han comparado con los resultados analíticos. Una vez realizado el estudio de la adecuación de este método para la obtención de los coeficientes de dispersión de las componentes generadas por la interacción entre la onda y la interfase, se deberá estudiar el comportamiento de las conversiones de frecuencia descritas en la sección 2.

6 Bibliografía

[1] C. Caloz and Z.-L. Deck-Léger, 'Spacetime Metamaterials, Part I: General Concepts', *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*, no. 68, pp. 1569–1582, 2020, doi: 10.1109/TAP.2019.2944225.

[2] C. Caloz and Z.-L. Deck-Léger, 'Spacetime Metamaterials—Part II: Theory and Applications', *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*, vol. 68, no. 3, Mar. 2020, doi: 10.1109/TAP.2019.2944216.

[3] N. Krauss and J. Paulose, 'Nondispersive One-Way Signal Amplification in Sonic Metamaterials', *Physical Review*, vol. 16, no. 024020, 2022, doi: https://doi.org/10.1103/PhysRevApplied.17.024020.

[4] D. Zhao, C. A. Barrow, A. S. Morgans, and J. Carrote, 'Acoustic Damping of a Helmholtz Resonator with an Oscilating Volume', *AIAA Journal*, vol. 47, no. 7, Jul. 2009, doi: https://doi.org/10.2514/1.39704.

[5] K. S. Yee, 'Numerical Solution of Initial Boundary Value Problems Involving Maxwell's Equations in Isotropic Media', *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*, vol. AP-14, no. 3, May 1966, doi: 10.1109/TAP.1966.1138693.

[6] S. Bilbao, 'Immersed boundary methods in wave-based virtual acoustics', *The Journal of The Acoustical Society of America*, vol. 151, Mar. 2022, doi: https://doi.org/10.1121/10.0009768.

[7] J. Deng, S. Xue-Ming, and R. An-Lu, 'A new modification of the immersed-boundary method for simulating flows with complex moving boundaries', *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 52, pp. 1195–1213, Jun. 2006, doi: 10.1002/fld.1237.

[8] F. Wang, Q. Hou, D. Pan, J. Wei, and J. Dang, 'A Hybrid Method for Acoustic Analysis of the Vocal Tract During Vowel Production', *11th International Seminar, ISSP 2017, Tianjin, China*, p. October 2017, doi: 10.1007/978-3-030-00126-1_7.

[9] P. Ren, L. Kuang, J. Gao, and Q. Huo Liu, 'FDTD Analysis of Relativistic Bistatic Polarized Scattering From a High-Speed Moving Dielectric Coated Target', *IEEE Access*, vol. 11, pp. 34486–34496, 2023, doi: 10.1109/ACCESS.2023.3253814.

[10] E. Riva, M. I. N. Rosa, Y. Guo, and M. Ruzzene, 'Adiabatic sound transport in acoustic waveguides with time-varying Helmholtz resonators', *Frontiers in Acoustics*, 2023, doi: 10.3389/facou.2023.1271221.

[11] D. Sarkar, *FDTD Analysis of Guided Electromagnetic Wave Interaction with Time-Modulated Dielectric Medium*, Springer. in SpringerBriefs in Electrical and Computer Engineering. 2022. [Online]. Available: https://doi.org/10.1007/978-981-19-1630-4

[12] T. Van Renterghem, 'Efficient outdoor sound propagation modelling with the finite-difference time-domain (FDTD) method: a review', *Aeroacoustics*, vol. 13, pp. 385–404, 2014.

[13] L. E. Kinsler, A. R. Frey, Alan. B. Coppens, and J. V. Sanders, *Fundamentals of acoustics*, Fourth. in John Wiley & Sons.

[14] R. Picó, J. Redondo, and V. J. Sánchez-Morcillo, 'Wave propagation in a time-varying elastic medium'. 53º congreso Español de Acústica. XII congreso Ibérico de acústica, 2022. [Online]. Available: https://documentacion.sea-acustica.es/publicaciones/Elche22/ID-108.pdf

[15] L.-Q. Shui, Z.-F. Yue, Y.-S. Liu, Q.-C. Liu, and J.-J. Guo, 'One-dimensional linear elastic waves at moving property interface', *Wave Motion*, vol. 51, pp. 1179–1192, 2014, doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.wavemoti.2014.07.005.

[16] T. Van Renterghem and Botteldooren, Dick, 'Prediction-step staggered-in-time FDTD: An efficient numerical scheme to solve the linearised equations of fluid dynamics in outdoor sound propagation', *Applied Acoustics*, vol. 68, pp. 201–216, 2007, doi: doi:10.1016/j.apacoust.2005.10.003.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

ANALYSIS OF THE DISPERSION RELATIONS AND SOUND TRANSMISSION LOSS IN AN AXIALLY SYMMETRIC ACOUSTIC METAMATERIAL PANEL

D. Ramos[1], L. Godinho[1], P. Amado-Mendes[1], F. Pompoli[2], P. Mareze[3]

[1] University of Coimbra, ISISE, ARISE, Department of Civil Engineering, Coimbra, Portugal
{dtramos@student.dec.uc.pt, lgodinho@dec.uc.pt, pamendes@uc.pt}
[2] Department of Engineering, University of Ferrara, Ferrara, Italy
{ pmpfnc@unife.it}
[3] Acoustical Engineering, Federal University of Santa Maria, Santa Maria, Brazil.
{paulo.mareze@eac.ufsm.br}

Resumo

Nos últimos anos, o novo paradigma dos metamateriais acústicos surgiu como uma estratégia para a manipulação de frentes de onda em regimes de subcomprimento de onda, com um esforço contínuo de várias equipas de investigação no seu desenvolvimento. Pesquisas anteriores evidenciaram a capacidade de sistemas acústicos axialmente simétricos de alcançarem perfeita absorção sonora em banda larga de frequências, possibilitada pelo acoplamento crítico de ressonâncias próximas. Aqui, estendemos ainda mais a ideia de acoplamento axialmente simétrico, criando um meta-painel acústico ventilado que considera a propagação de frentes de onda e suas características de atenuação sonora através de abordagens de fluido equivalente. Assim, o metamaterial acústico proposto é concebido e as suas relações de dispersão são analisadas em função das características geométricas, em situações de ressonâncias simples, dupla e tripla. Deste modo, é realizado um estudo de sensibilidade geométrica, demonstrando como os diferentes parâmetros afetam as relações de dispersão e a respetiva capacidade de transmissão sonora. Demonstra-se que uma interação entre os fenómenos de "band-gap" pode levar a perdas de transmissão sonoras significativas, em torno de 50dB, em frequências sintonizadas. Os resultados obtidos são promissores e ampliam a aplicabilidade destes dispositivos axialmente simétricos no desenvolvimento de novos atenuadores compactos, com aplicação em diferentes contextos de engenharia, incluindo em componentes ou sistemas de edifícios.

Palavras-chave: Metamateriais acústicos, Perdas por transmissão sonora, Relações de dispersão, Sistema axialmente simétrico, Multiplas resonancias.

Abstract

In recent years, the advent of acoustic metamaterials introduced novel strategies for the front wave manipulation on subwavelength regimes which has thus demanded a continuous effort by several researchers. Previous research by the authors has evidenced the capacity of axially-symmetric acoustic systems to achieve perfect absorption in broadband frequencies, enabled by the critical coupling of near-local resonances. Here, we further extend the idea of axially-symmetric coupling by creating a ventilated acoustic metamaterial plate dealing with the front wave propagation and sound attenuation characteristics, making use of dissipative equivalent fluid approaches. This type of acoustic metamaterial is here defined, and the corresponding dispersion relations are analysed as a function of the geometrical characteristics, testing single, dual, and triple resonance cases. Then, a geometrical

sensitivity study is performed, demonstrating how the parameters affect the dispersion relations and the respective transmission capacity; it is demonstrated that an interplay between the bandgap phenomena can induce significant averaged transmission loss values of around 50 dB, at tuned frequencies. The obtained results are promising and expand the applicability of these axially symmetric devices in the development of novel compact attenuators with applications in different engineering contexts, especially in building environments.

Keywords: Acoustic metamaterial, Sound Transmission Loss, dispersion relations, symmetric-axially system, multiple resonance.

PACS no. 43.50.Gf, 43.55.Ti

1 Introduction

In recent years, several attempts have been conducted at the continuous advances in acoustic materials, such as acoustic metamaterials (AMM) [1], exploring novel non-natural physical behaviours. The notorious interest in achieving these effective physical behaviours, characterized by the orderly and locally resonant response, induces effective properties of negative bulk modulus [2] or effective negative density [3] (i.e. single-negative acoustic metamaterials exhibiting), as well as double-negative or negative refractive index acoustic metamaterials [4], resulting from the frequency dependent local resonance mechanism.

The inclusion of a locally resonant inclusion in a host structure leads to a stopband phenomenon within which the propagation of acoustic waves is stopped. These stopbands are generally subdivided considering the stopband mechanisms, i.e. phononic crystals (PCs) [5] and locally resonant metamaterials (LRMs) [6].

As observed in the current literature, focusing the exploration on the bandgap formation induced by local resonances along a host structure [7], theoretical models have been proposed to explore the dispersive relations through periodic-sided-branches resonators mounted in parallel [8]. In contrast, following previously developed works [9], herein, we investigate the dispersive relations of an acoustic metamaterial consisting of axially-symmetric inclusions of local resonators placed on a waveguide with a discontinuity, which have been divided into three groups, i.e. single, dual and triple resonances. In this study, we initially explore the effects of the axially-symmetric interaction between the resonators in an illustrative case with no waveguide discontinuity, evidencing the influence of this strategy on the dispersion of Bloch waves relations.

This article is organized as follows: In section 2, the authors propose the acoustic metamaterial and the respective problem description. Then, in section 3, a discussion is presented, divided as: in subsection 3.1, an illustrative example is presented to discuss the bandgap formation in an axially-symmetric system; in subsection 3.2, the geometrical sensitivity is conducted to assess the influence of the geometric characteristics on the bandgap formation. Finally, the main conclusions are presented in section 4.

2 Design and problem definition

2.1 Design description

Figure 1(a), depicts a 3D printed sample of the axially-symmetric acoustic metamaterial panel. The geometric description of the Helmholtz resonators is delineated in Figure 1(b), consisting of six Helmholtz resonators, laterally displaced around the axis of symmetry of the waveguide with radius r_{w}

and length L, representing the lattice constant of the periodic system along the z-axis, and extended infinitely at the xy-plane within the Cartesian coordinate system (x, y, z). The resonator dimensions, with the neck dimensions specified by $l_{\text{neck}}^{[n]}$ and $w_{\text{neck}}^{[n]}$, representing the length and the width, respectively. The resonant cavity volume, $V_{\text{cav}}^{[n]}$, is computed from $l_{\text{cav}}^{[n]}$and $w_{\text{cav}}^{[n]}$, denoting the length and width of the cavity, respectively. The superscript $[n]$ corresponds to the order of the included resonator. At the circular inner boundary, the cross-sectional shape is defined by the radius r_{t}. Concerning the complex geometrical configuration, three possibilities will be presented: the single, dual and triple configurations. These are defined by the number of group sets and the number of local resonances within each configuration, explained in more detail in the next sections.

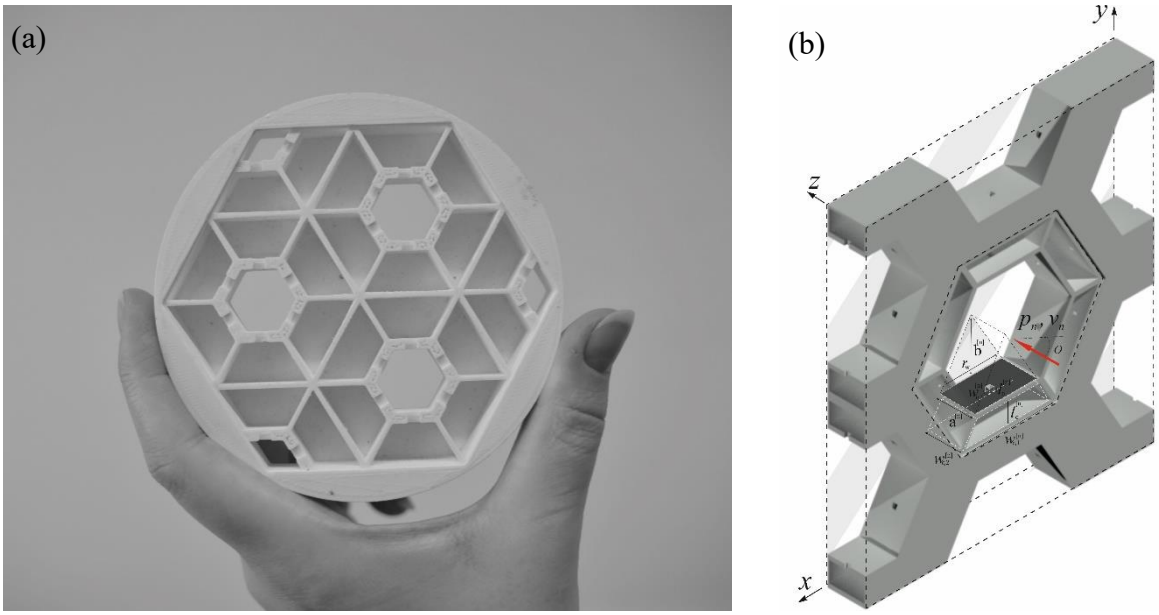


Figure 1 – (a) Photography of the 3D printed sample. (b) Schematic view of a proposed cell array analysed under the acoustic excitation of a plane wave.

2.2 Direct inversion method

To retrieve the dispersion curves of the proposed system, initially we assume the condition of continuity of sound pressure and normal particle acoustic velocity, p and v respectively, in a homogeneous media, through an infinite acoustic system, from the beginning ($x = 0$) to the end of the system ($x = L$), with only the propagation of plane waves, the matrix **T**, can be defined.

$$\mathbf{T}_{\text{total}} \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{\text{total}} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix}_{x=L}. \tag{1}$$

Now, consider a periodic lattice and the infinite medium problem along the z-axis, the dispersive relations states that,

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \mathrm{e}^{-\mathrm{j}\kappa L} \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix}. \tag{2}$$

By the relation between Eq. 1 and Eq. 2 yields the following equation,

$$(\mathbf{T}_{\text{total}} - \mathrm{e}^{-\mathrm{j}\kappa L}\mathbf{I})\begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} = 0. \tag{3}$$

The normalized wavenumber is then obtained, kL/π is plotted as a function of frequency, herein is assumed as,

$$k(\omega) = \pm\frac{cos^{-1}(\mathbf{T}_{\text{total}})}{nL} + \frac{2\pi m}{nL}. \tag{4}$$

The passive material condition is satisfied when the imaginary part of $k(\omega)$ is negative. Integer m is chosen to ensure continuity of the real part of $k(\omega)$, and the integer n is the number of cells in the system.

3 Discussion

3.1 An illustrative example of dispersive relations on axially-symmetric inclusions

To analyse the dispersion relation in an axially-symmetric inclusion, initially, we verify the inclusion of a single sided branch Helmholtz resonator. Table 1 summarizes the geometrical dimensions of the Helmholtz resonator, and f_r, the estimated Helmholtz resonance frequency.

Table 1: Geometrical parameters of the single proposition

$w_n^{[n]}$ (mm)	$l_n^{[n]}$ (mm)	$V_c^{[n]}$ (mm^3)	$a^{[n]}$ (mm)	$b^{[n]}$ (mm)	f_r (Hz)
2.4	5	7.4×10^3	25	11.5	565

In Figure 2, the real part of the dispersion curve shows the propagation characteristics of acoustic wavenumber values within the structure, by illustrating the relationship between the angular frequency ω and the normalized wavenumber kL/π of propagating waves. Considering a uniform waveguide with a cross-section radius r_w and periodicity in the z-direction, only the propagation of a fundamental single-mode occurs for angular frequencies $\omega < \pi c_0/L$, with length L in millimetres.

As an illustrative example, the introduction of a lossless resonator ($n_{\text{HR}} = 1$) disrupts the linear behaviour of the waveguide, as can be seen in the dashed blue line, resulting in a local bandgap in the real part around the resonance frequency ($f_{\text{lower},1} < f_{\text{res}} < f_{\text{upper},1}$), with $f_{\text{res}} \approx (c_0/2\pi)\sqrt{S_n/[V_c(2l_n + 1.7r_n)]}$. This phenomenon arises due to the presence of a local resonance induced by the compressive-extensional movement, leading to a negative bulk modulus $K_{eff}(\omega) < 0$, as observed in [10] and previously discussed by [11,12]. At the lower frequency bound, with $f_{\text{lower},1} = f_{\text{res}} = 565$ Hz, the lower limit coincides with the horizontal tangent of the lossless dispersion curve (black dashed line), overestimating the normalized wavenumber to infinite value (Re $(k) \to \infty$). The upper bound is defined as $f_{\text{upper},1} \approx f_{\text{res}}\sqrt{1+\mu} \approx 620$Hz, being the positive root of a simplified wavenumber equation for $k = 0$ [7,13],

$$k = \pm\frac{(2\pi f)}{c_0\sqrt{1+\mu/\left(1-(2\pi f)^2/f_{\text{res}}^2\right)}}, \tag{5}$$

where $\mu = V_{\text{cav}}/(S_w L)$ the volume ratio, i.e. the ratio between the volume enclosed in the resonator cavity and the volume of the unit cell waveguide segment. As a reference, we can observe the relative

bandgap ratio $\Delta f_{\text{lossless},1}/f_{\text{res}} = (f_{\text{upper},1} - f_{\text{lower},1})/f_{\text{res}} = \sqrt{1+\mu} - 1$, which plays a similar role determined by [7,13].

As depicted in Figure 2, for a single inclusion with $n_{\text{HR}} = 1$, the damping effect arising from viscothermal losses becomes evident (solid red line), reflecting the intrinsic frequency dependence of the effective acoustic properties. When defining the bandgap, we observe the first decrease sign in the Re $(kL)/\pi$, or the point where the real part of the in-phase branch bends back, $k_{\text{n},n_{\text{HR}}} = 0.35$, admitting a finite value of the normalized wavenumber with a lower frequency bound $f_{\text{lower},1} \approx 545$ Hz.

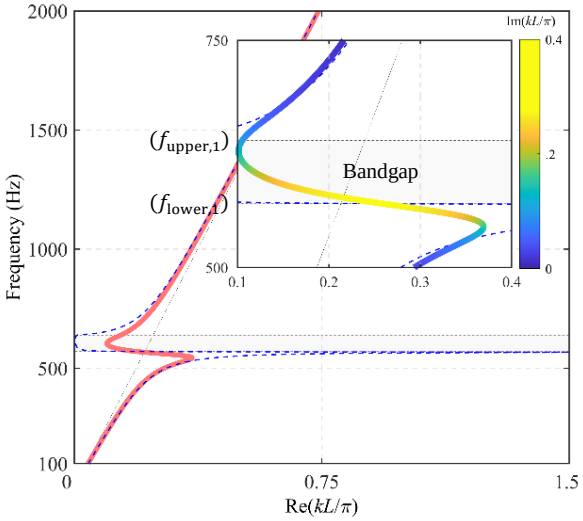


Figure 2 - Dispersion relation of a single lossless and lossy HR. The red solid line represents the real part (propagative) of the dispersion curves. The inset shows the respective single bandgap zone (grey zones), coloured according to Im(kL/π)

In a more complex scenario, Figure 3, the analysis of an axially-symmetric structure composed of the inclusion of a lossy HR with $n_{\text{HR}} = 1,2, \ldots 6$ is conducted. Note that, in Figure 3(a), the real part of the dispersion curve gradually enlarges the relative bandgap ratio when all the resonators tuned at the same resonance frequency $f_{\text{res}} = 565$ Hz. Notably, for $n_{\text{HR}} = 6$, the upper bound corresponds to $f_{\text{lower},6} \approx 820$ Hz, consequently inducing a significant enhancement of the normalized wavenumber node at the propagative part, $k_{\text{n},6} = 0.76$ (see the inset in Figure 3(a)). To illustrate the influence of axially-symmetric resonators on the system, Figure 3(b) presents the attenuative part of the dispersion curve, represented by Im(kL/π), quantifying the attenuation of the acoustic waves as they propagate through a periodic lattice system.

Herein solid lines denote the results obtained from the proposed analytical model utilizing the equivalent fluid approach and the Transfer Matrix Method (TMM), while dashed black lines represent the analytical expressions neglecting viscothermal losses. The square markers represent the data from the FEM simulations, and the circle markers the data from the experimental measurements respectively

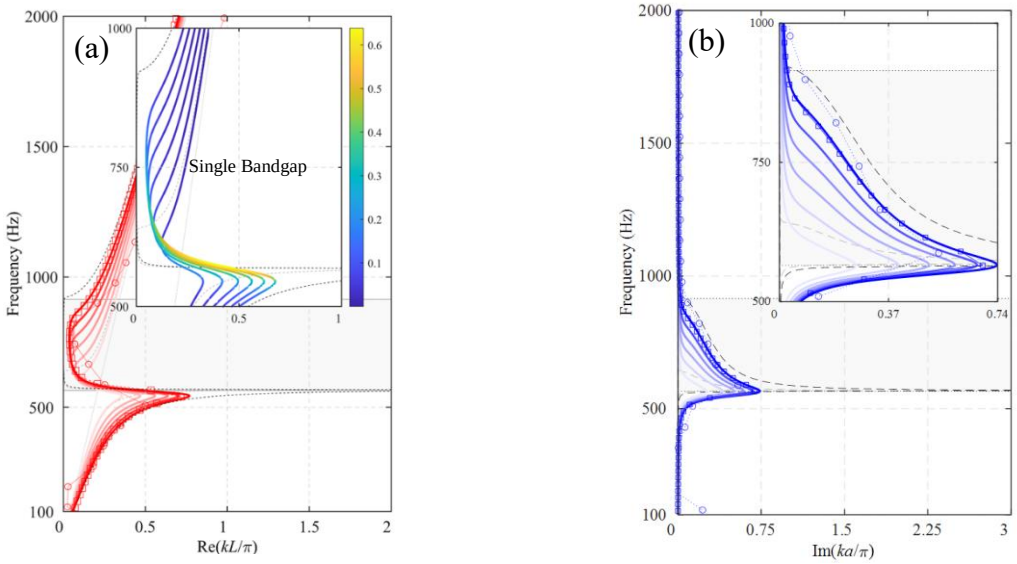


Figure 3 – Dispersion relation of a single resonance metamaterial. (a) The red solid line represents the real part (propagative) of the dispersion relations; (b) The solid blue line represents the imaginary part (attenuated). The solid lines represent the TMM results, the square markers the numerical results, and the circles the experimental results, respectively.

Figure 4 shows the bandgap formation for a dual resonance case, evidencing a second gap. Satisfying the pre-established initial conditions outlined for the single case, in a subsequent scenario, the axially-symmetric mount of different local resonances to investigate complex dispersion relations is proposed through the geometric modification in the width parameter $w_{neck}^{[2]}$= 2.6 mm of the neck's resonator. Thus, in a dual resonance case, we observe the coupling of two near-resonance frequencies, at $f_{dual}^{[1]}$= 565 Hz and $f_{dual}^{[2]}$= 605 Hz, respectively.

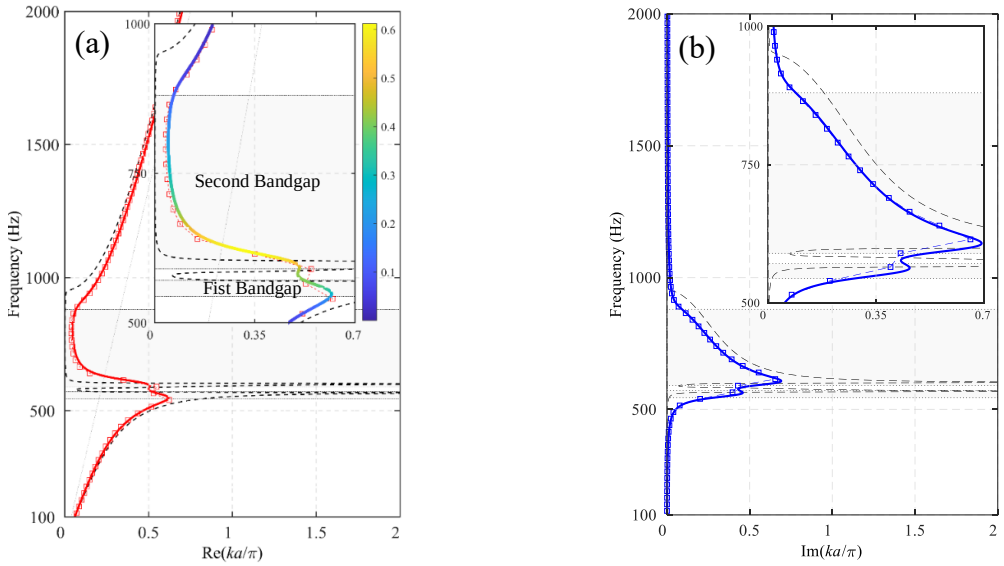


Figure 4 - Dispersion relation of a dual resonance metamaterial. (a) The red solid line represents the real part (propagative) of the dispersion relations; (b) The solid blue line represents the imaginary part (attenuated). The solid lines represent the TMM results, the square markers the numerical results, and the circles the experimental results, respectively.

In a last case, illustrated in Figure 5(a), the onset of the first lower frequency limit of the stopband is observed at $f_{\mathrm{l,triple,1}} = 545$ Hz, and the upper bound at $f_{\mathrm{u,triple,1}} = 570$ Hz delineates the first bandgap. Once the first bandgap is defined, a new bandgap arises, commencing at $f_{\mathrm{l,triple,2}} = 590$ Hz until $f_{\mathrm{u,triple,2}} = 615$ Hz, where an approximation with the dispersion curve of a waveguide is discernible. Finally, a third bandgap originates at $f_{\mathrm{l,triple,3}} = 635$ Hz and its upper-frequency limit at $f_{\mathrm{u,triple,3}} = 900$ Hz.

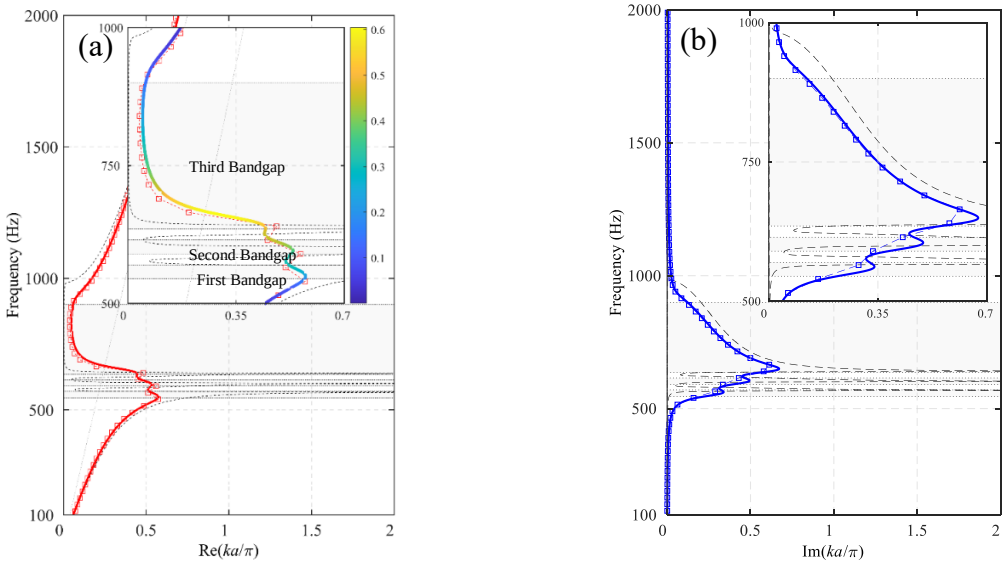


Figure 5 – Dispersion relation of a triple resonance metamaterial. (a) The red solid line represents the real part (propagative) of the dispersion relations; (b) The solid blue line represents the imaginary part (attenuated). The solid lines represent the TMM results, the square markers the numerical results, and the circles the experimental results, respectively.

In summary, as expected in both models, discernible stopbands are induced by the axial-symmetric coupling and due to the geometrical changes. The coupling mechanism induces a phase change which affects the gap formation, with multiple minor bandgaps arising, where the proximity of local resonant frequencies leads to the appearance of an attenuated frequency range.

3.2 Geometrical sensitivity

A sensitivity analysis is performed to investigate the dispersion relation and the sound transmission loss as a function of the geometric parameters, i.e. the filling fraction ϕ_r, $l_{neck}^{[n_{\mathrm{HR}}]}$ and $w_{neck}^{[n_{\mathrm{HR}}]}$. Initially, the geometric parameters, detailed in Table 2, are followed.

Table 2: Geometrical parameters of the panel case

	$w_{neck}^{[n]}$ (mm)	$l_{neck}^{[n]}$ (mm)	$V_{cav}^{[n]}$ (mm^3)	$a^{[n]}$ (mm)	$b^{[n]}$ (mm)	f_r (Hz)
single	2.5	2.5	4.62×10^3	54	7.2	935
dual	3	-	-	-	-	1095
triple	4	-	-	-	-	1390

Figure 6 evidences the formation of the dispersion relations as a function of the filling fraction ratio $\phi_r = \pi {r_w}^2/(\pi {r_t}^2)$, exploring the sound propagation between the outer front panel surface area and the waveguide surface area varying gradually in the filling ratio ϕ_r and the respective percentage rate (10%, 20% and 100%), herein indicated by the different shades of red.
As expected, the results presented in Figure 6, confirm the strict relation between the filling fraction ratio and the sound transmission capacity, as for higher ratios a significant reduction in the attenuation capacity is observed. It is noteworthy that the resonant effect amplifies the inherent attenuation effect arising from the waveguide constriction (with ϕ_r<100%).

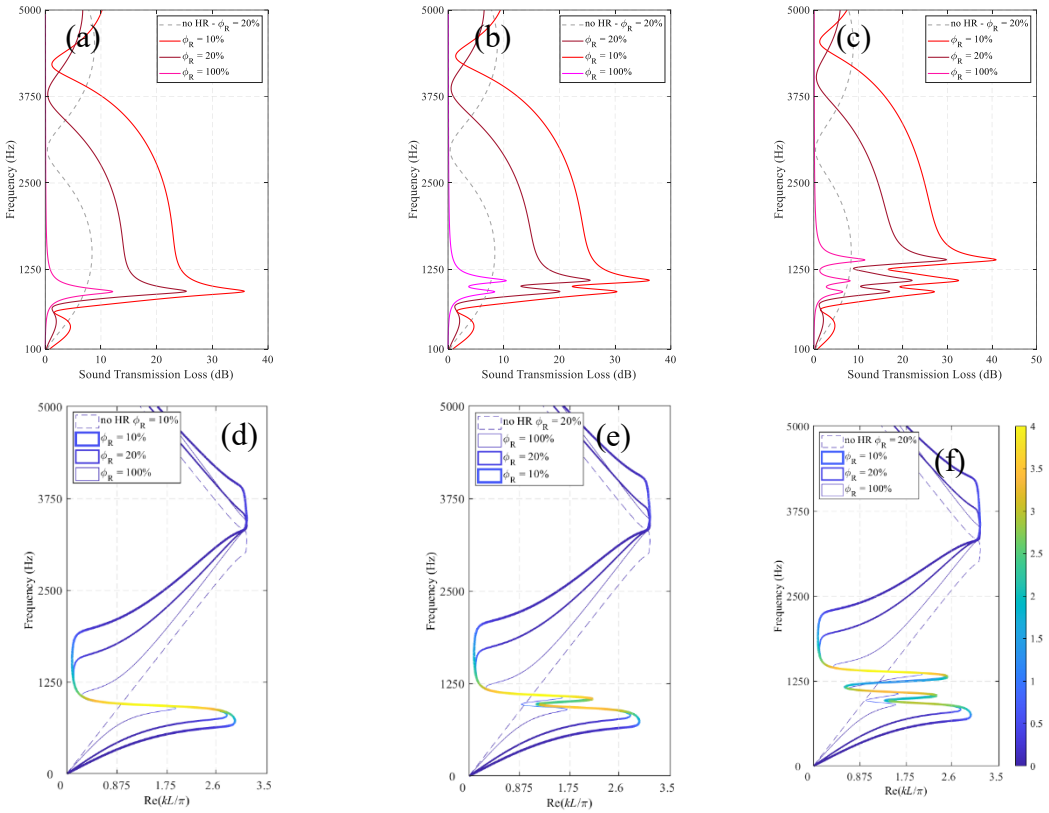


Figure 6 - Influence of the filling ratio on the sound transmission capacity. (a), (b) and (c) the sound transmission losses for the single, dual and triple case, respectively, with ϕ_r = 10%, 20%, and 100%. (a), (b) and (c) the dispersion relation of the single, dual and triple propositions, respectively, coloured according to Im(kL/π).

Figure 7 depicts the induction of the local resonances as a function of the geometrical parameter $l_{\text{neck}}^{[n]}$, taking the variation of the neck length from 0 to 10 mm, and the remaining other parameters fixed with the values presented in Table 2. Figures 7 (a), (b), and (c) present the respective colour maps for each model as a function of $l_{\text{neck}}^{[n]}$. Figure 7 (d) and (e) present respectively, the sound transmission loss and the real part of the dispersion curve, with the bandgaps being easily identified.

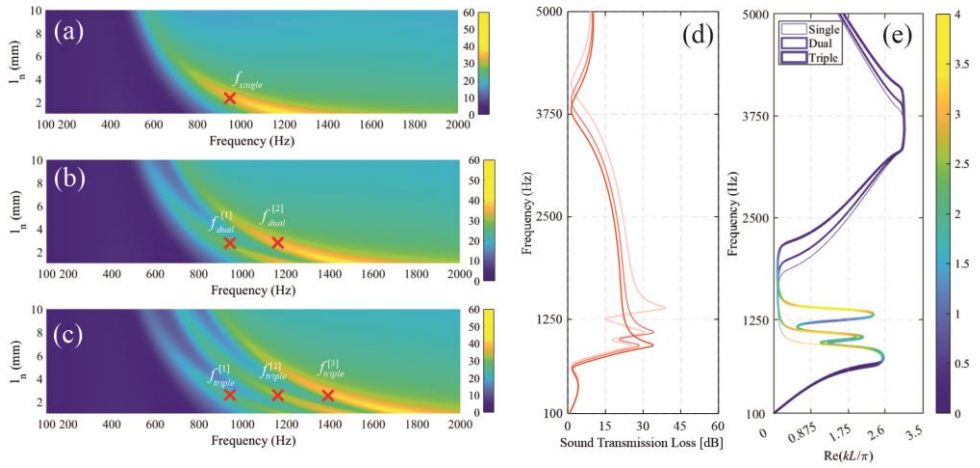


Figure 7- The sensitivity of the sound transmission loss (STL) in function of the geometrical parameters $l_{\mathrm{neck}}^{[\mathrm{n}]}$. (a) Single, (b) dual, and (c) triple resonance cases, respectively; (d) Comparison of the STL for the three propositions. (e) Dispersion curves of the three propositions at the specified geometrical dimension of $l_{\mathrm{neck}}^{[\mathrm{n}]}$, coloured according to $\mathrm{Im}(kL/\pi)$.

Figures 8 (a), (b), and (c) depicts the colourmap as a function of the neck's width $w_{neck}^{[n_{\mathrm{HR}}]}$, for the range from 0 to 10mm, and the remaining other parameters fixed. Setting the respective parameter $w_{neck}^{[n_{\mathrm{HR}}]}$ = 8.5 mm for all resonators, and the respective $l_{neck}^{[1]}$ = 2 mm, $l_{neck}^{[2]}$ = 3 mm, and $l_{neck}^{[3]}$ = 4 mm, and varying the respective value of $V_{cav}^{[n_{\mathrm{HR}}]}$.

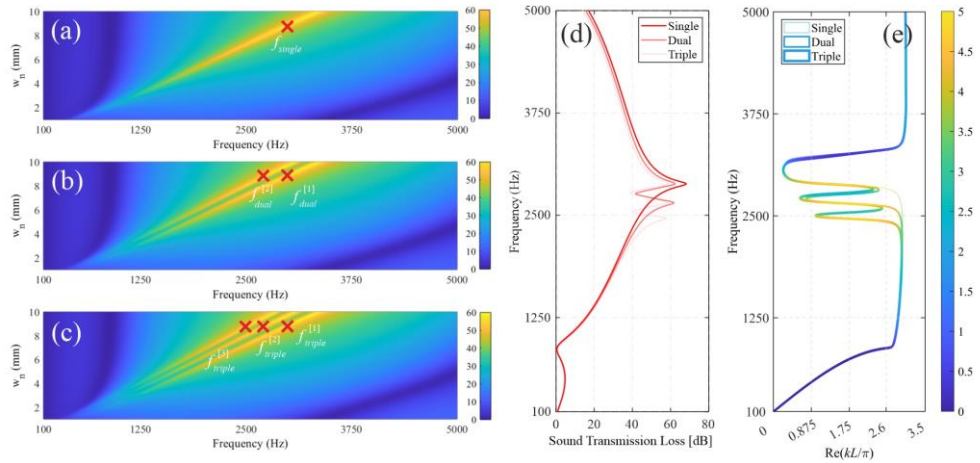


Figure 8 - The sensitivity of the sound transmission loss in function of the geometrical parameters $w_{\mathrm{neck}}^{[\mathrm{n}]}$, for each case, (a) Single, (b) dual, and (c) triple resonance cases. (d) Sound transmission loss spectrum. (e) The real part of the dispersion curves of the three propositions at the specified geometrical dimension of $w_{\mathrm{neck}}^{[\mathrm{n}]}$, coloured according to $\mathrm{Im}(kL/\pi)$.

4 Conclusion

In this work, the complex dispersion curves of an axially-symmetric proposition is investigated, and consequently the sound transmission loss capacity of a proposed acoustic metamaterial. The proposition consists of symmetrical and axial coupling of six Helmholtz resonators, working at single, or multi resonances, inducing the origin of multi bandgaps which consequently enables a high transmission loss capacity at the specified frequency.
The main contributions can be summarised as follows:

- The induction of a local resonance leads a complex dispersion curve, where a local bandgap arises around the resonance frequency ($f_{\mathrm{lower},1} < f_{\mathrm{res}} < f_{\mathrm{upper},6}$).
- Understanding the bandgap formation on the axially-symmetric system, single, dual, and triple resonance models were proposed, and the respective complex dispersion relations in the function of the normalized wavenumber and the sound transmission loss have been evaluated.

Acknowledgements

This work was partly financed by FCT / MCTES through national funds (PIDDAC) under the R&D Unit Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), under reference UIDB / 04029/2020 (doi.org/10.54499/UIDB/04029/2020), and under the Associate Laboratory Advanced Production and Intelligent Systems ARISE under reference LA/P/0112/2020. This work is financed by national funds through FCT - Foundation for Science and Technology, under grant agreement UI/BD/150864/2021 attributed to the 1st author.

References

[1] Zhang X, Qu Z, Wang H. Engineering Acoustic Metamaterials for Sound Absorption: From Uniform to Gradient Structures. IScience 2020;23:101110. https://doi.org/10.1016/j.isci.2020.101110.

[2] Langfeldt F, Hoppen H, Gleine W. Broadband low-frequency sound transmission loss improvement of double walls with Helmholtz resonators. J Sound Vib 2020;476. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115309.

[3] Akl W, Baz A. Active control of the dynamic density of acoustic metamaterials. Appl Acoust 2021;178:108001. https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108001.

[4] Liu Y, Xu W, Chen M, Yang T, Wang K, Huang X, et al. Three-dimensional fractal structure with double negative and density-near-zero properties on a subwavelength scale. Mater Des 2020;188:108470. https://doi.org/10.1016/j.matdes.2020.108470.

[5] Ramírez-Solana D, Galiana-Nieves J, Picó R, Redondo J, Sangiorgio V, Graziano AV, et al. Sonic Crystal Noise Barrier with Resonant Cavities for Train Brake Noise Mitigation. Appl Sci 2024;14:2753. https://doi.org/10.3390/app14072753.

[6] Aberkane-Gauthier N, Romero-García V, Lecoq D, Molerón M, Lagarrigue C, Pézerat C. Soft solid subwavelength plates with periodic inclusions: Effects on acoustic Transmission Loss. J Sound Vib 2024;571:118005. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2023.118005.

[7] Sugino C, Xia Y, Leadenham S, Ruzzene M, Erturk A. A general theory for bandgap estimation in locally resonant metastructures. J Sound Vib 2017;406:104–23. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.06.004.

[8] Sugimoto N. Dispersion characteristics of sound waves in a tunnel with an array of Helmholtz resonators. J Acoust Soc Am 1995;97:1446–1459. https://doi.org/10.1017/S0022112092002969.

[9] Ramos D, Pompoli F, Marescotti C, Godinho L, Amado-Mendes P, Mareze P. Modelling the sound transmission properties of a side branch acoustic metamaterial using rigid frame porous model. Proc. 10th Conv. Eur. Acoust. Assoc. Forum Acusticum 2023, Turin, Italy: European Acoustics Association; 2024, p. 4393–6. https://doi.org/10.61782/fa.2023.0296.

[10] Ramos D, Godinho L, Amado-Mendes P, Mareze P. Retrieval method approach for a double-negative acoustic metamaterial composed by discontinued coupling of Helmholtz resonators. 53º Congr. español acústica, XII Congr. Ibérico Acústica, 2022.

[11] Groby JP, Malléjac M, Merkel A, Romero-Garciá V, Tournat V, Torrent D, et al. Analytical modeling of one-dimensional resonant asymmetric and reciprocal acoustic structures as Willis materials. New J Phys 2021;23. https://doi.org/10.1088/1367-2630/abfab0.

[12] Fang N, Xi D, Xu J, Ambati M, Srituravanich W, Sun C, et al. Ultrasonic metamaterials with negative modulus. Nat Mater 2006;5:452–6. https://doi.org/10.1038/nmat1644.

[13] Riva E, Rosa MIN, Guo Y, Ruzzene M. Adiabatic sound transport in acoustic waveguides with time-varying Helmholtz resonators. Front Acoust 2023;1:1–8. https://doi.org/10.3389/facou.2023.1271221.

SE 8

Paisagens e Passeios Sonoros

Paisajes y Paseos Sonoros

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CIENCIA CIUDADANA PARA REDUCIR LA CONTAMINACIÓN ACÚSTICA EN LOS ESPACIOS URBANOS

Eduard Puig Solé [1], **Núria Capdevila Montsech** [1], **Johana Burbano** [2]

[1] Departamento de Acción Climática, Alimentación y Agenda Rural (DACC) de la Generalitat de Catalunya
{epuigs@gencat.cat},{nuria.capdevila@gencat.cat}

[2]Science for Change
{johana.burbano@scienceforchange.eu}

Resumen

El ruido tiene un impacto ambiental, social y económico. En una sociedad cada vez más concentrada en grandes áreas urbanas, "la *importancia de la tranquilidad"* coge un papel relevante. Las zonas tranquilas generan bienestar y salud sobre las personas que las pueden disfrutar de manera habitual.

Desde el Servicio de Prevención y Control de la Contaminación Acústica y Lumínica (SPCCAL) del Departamento de Acción Climática, Alimentación y Agenda Rural (DACC) de la Generalitat de Catalunya, se está desarrollando un proyecto que conecta la caracterización de áreas tranquilas y la ciencia ciudadana. Este proyecto desarrolla una herramienta tecnológica para su uso en dispositivos móviles (smartphones), que permita que la ciudadanía y otros agentes implicados identifiquen aquellos lugares urbanos que consideren tranquilos y saludables y hagan mediciones del ruido ambiental, así como la recogida de otra información que puede ser considerada esencial, todo ello mediante metodologías de ciencia ciudadana desarrollando herramientas y recursos para implicar a un determinado colectivo, propiciar su interés y desarrollar todo un método de recogida de datos, análisis o difusión.

Palabras-clave: ciencia ciudadana, áreas tranquilas, ruido, contaminación acústica.

Abstract

Noise has an environmental, social and economic impact. In a society increasingly concentrated in large urban areas, "the importance of tranquillity" takes on a relevant role. Quiet areas generate well-being and health on the people who can enjoy them on a regular basis.

From the Acoustic and Light Pollution Prevention and Control Service (SPCCAL) of the Department of Climate Action, Food and Rural Agenda (DACC) of the Government of Catalonia, a project is being developed that connects the characterization of quiet areas and science citizen This project develops a technological tool for use on mobile devices (smartphones), which allows the public and other agents involved to identify those urban places that they consider quiet and healthy and make measurements of environmental noise, as well as the collection of other information that can be considered essential, all through citizen science methodologies, developing tools and resources to involve a certain group, encourage their interest and develop a whole method of data collection, analysis or dissemination.

Keywords: citizen science, quiet areas, noise, noise pollution.

PACS no. 43.10.Sv, 43.50.Sr, 43.50.Yw

1 Introducción

El 2022 la Generalitat de Catalunya inicio la promoción para el desarrollo de soluciones tecnológicas innovadoras para abordar 20 retos con cofinanciación del Programa operativo del FEDER de Catalunya 2021-2027. Estas soluciones debían mejorar procesos o servicios y, en la medida de lo posible, tener impacto en la sociedad (las personas, las empresas y el territorio).

Una de las soluciones aprobadas es el desarrollo de una aplicación para dispositivos móviles para identificar y caracterizar acústicamente áreas e itinerarios tranquilos de las zonas urbanas.

La Directiva 2002/49/CE, de 25 de junio, sobre evaluación y gestión del ruido ambiental, define el concepto de "zona tranquila en una aglomeración, contemplado como "zona de especial protección de la calidad acústica en entorno urbano", y establece que los planes de acción para la reducción del ruido deben incluir actuaciones de protección de la calidad acústica de estas zonas.

El proyecto se ha adjudicado a la s*tart up* experta en ciencia ciudadana *Science for Change*, que a lo largo de 15 meses trabajará con la unidad promotora, el Servicio de Prevención y Control de la Contaminación Acústica y Lumínica del Departamento de Acción Climática, Alimentación y Agenda Rural de la Generalitat de Catalunya (DACC), y un comité de seguimiento formado por el Departamento de Economía y Hacienda, el Departamento de Investigación y Universidades y el Centro de Telecomunicaciones y Tecnologías de la Información.

Esta app permitirá a los usuarios geolocalizar y medir el ruido en zonas tranquilas dentro de núcleos urbanos. Tras ser validados, estos registros formarán parte de una base de datos para determinar las zonas urbanas con menor incidencia del ruido. Así, mediante la ciencia ciudadana se quiere potenciar que la ciudadanía las conozca y las administraciones competentes mejoren las políticas públicas para su conservación. El proyecto incluye también un plan de comunicación y la ejecución de tres pruebas piloto en distintos municipios catalanes.

El proyecto se enmarca en el Programa de compra pública de innovación de la RIS3CAT 2030, Estrategia para la especialización inteligente de Catalunya 2030, de la Generalitat de Catalunya i pretende implementar:

- Creación de una app para la caracterización acústica de zonas tranquilas.
- Creación de una plataforma tecnológica donde almacenar todos los datos obtenidos para poder visualizarlas y mostrar de forma pública (datos abiertos).
- Diseñar un proyecto de ciencia en red para obtener los datos con la participación ciudadana.
- Diseñar un programa de sensibilización ambiental hacia la contaminación acústica.
- Implementar el proyecto, a modo de prueba piloto, en algunos municipios de Catalunya.
- Transformar el proyecto en una herramienta operativa.
- La app tiene que permitir tener la suficiente precisión y confianza de resultados, para los cuales los datos obtenidos sirvan de apoyo en estudios de impacto sobre la salud.

La RIS3CAT es la respuesta de Catalunya a la exigencia de la Comisión Europea de que las regiones de la Unión Europea elaboren estrategias de investigación e innovación para la especialización inteligente *Research Innovation Strategies for Smart Specialisation*, que dirijan los retos del territorio y puedan cofinanciarse con fondos europeos. Las RIS3 son agendas integradas para la transformación económica territorial. El objetivo es que la innovación y el conocimiento se conviertan en motores para avanzar hacia un modelo socioeconómico más verde, digital, resiliente y justo.

2 Antecedentes

Dentro de la organización de la Semana Sin Ruido que impulsa el Departamento de Acción Climática, Alimentación y Agenda Rural de la Generalitat de Catalunya, con el objetivo de promover medidas e iniciativas en el marco de la prevención de la contaminación acústica, como la difusión, sensibilización y educación ambiental, y así dar visibilidad a las herramientas de gestión y control, y en impulsar la colaboración entre administraciones con diferentes responsabilidades y/o competencias en la materia, coincidiendo en fechas como el Día Internacional de sensibilización contra el Ruido (INAD, https://noiseawareness.org/) se realizaron durante varios años actividades involucrando a la ciudadanía, con campañas de medida utilizando aplicaciones para dispositivos móviles.

1. El año 2015 se realizó una campaña abierta a todos los sectores de la ciudadanía, con material específico a los ayuntamientos, empresas acústicas, y centros educativos, para el registro de medidas de ruido ambiental mediante la aplicación para dispositivos móviles NOISEWATCH que desarrollo EEA (hoy ya no disponible en los markets). La aplicación permitía localizar el punto, realizar una medida del nivel LAeq y posteriormente se subía el registro a un visor público para su consulta.



Figura 1 – Visor de la plataforma NOISEWATCH

2. En el año 2019, se realizó una campaña más selectiva, con la colaboración de cinco ciudades de Catalunya: Barcelona, Tarragona, Lleida, Terrassa y Tortosa, en las cuales se realizaron actividades dirigidas, con colectivos específicos, donde se trataba de caracterizar espacios o trayectos tranquilos. Para esta prueba se utilizó la app NOISE CAPTURE, desarrollada por IFFSTAR y CNRS y que actualmente continúa estando activa y descargable en el Play Store para Android.

3 Contaminación acústica i áreas tranquilas

La UE considera en sus informes el ruido como el segundo agente ambiental contaminante de más impacto sobre la salud de la ciudadanía, sólo detrás de la contaminación atmosférica. La *Directiva 2002/49/CE*, sobre evaluación y gestión del ruido ambiental [1], tiene entre sus objetivos básicos:

- Establecer mecanismos de evaluación periódica del impacto acústico sobre la población mediante mapas estratégicos de ruido (MER)
- La adopción de mecanismos de reducción del ruido ambiental siempre que sea necesario, y en particular cuando los niveles de exposición puedan tener efectos nocivos sobre la salud mediante planes de acción (PA).

- Los PA tendrán por objeto también proteger las zonas tranquilas contra los efectos del ruido.

Los MER evalúan el impacto acústico mediante el análisis del número de población sometida a determinados niveles de ruido, identificando en un mapa donde está esta población. En la elaboración del MER en fase 3 (2017-2022) en las aglomeraciones de Catalunya se concluye que un porcentaje muy significativo de la población de las grandes aglomeraciones urbanas (28,5% por la noche y 18,3% de día) está viviendo en zonas con niveles por encima de los valores límite de referencia de la normativa (65 dB(A) día, 55 dB(A) noche). Hay que remarcar que los niveles normativos son superiores a los recomendados por la Organización Mundial de la Salut. Otro dato interesante de remarcar es que sólo un 25% de población en horario diurno y un 20,9% en horario nocturno de la población disfruta de niveles de calidad acústica por debajo de los valores considerados como valores límite por una zona tranquila urbana, Ld < 55 dB(A) y Ln < 45 dB(A).

El informe *Environmental noise in Europe 2020*, de la Agencia Europea de Medio Ambiente (EEA) [2], evalúa el impacto del ruido sobre la salud de la ciudadanía y resalta la importancia de identificar potenciales áreas tranquilas, accesibles y próximas a los lugares con más alta densidad de población.

El *8th Environment Action Programme* (EAP) [3] que guía la política europea en medio ambiente hasta el 2030 recoge el compromiso de salvaguardar la ciudadanía de la EU de los riesgos ambientales para la salud, y pide la participación activa de todas las partes interesadas en todos los niveles de gobernanza para conseguir alcanzar la Agenda 2030 de las Naciones Unidas y sus Objetivos de Desarrollo Sostenible. Un requerimiento particular para alcanzar estos objetivos es implementando mejoras en el diseño de las ciudades.

El ruido tiene un impacto ambiental, social y económico. En una sociedad cada vez más concentrada en grandes áreas urbanas, la importancia de la tranquilidad coge un papel relevante. Las zonas tranquilas generan bienestar y salud sobre las personas que las pueden disfrutar de manera habitual. Hay evidencias científicas que indican que los niveles bajos de dosis de ruido aumentan el bienestar y aceleran la recuperación de personas enfermas.

Estudios publicados indican que la existencia de zonas verdes cerca del lugar de residencia revierte en una mejora de la salud de la ciudadanía, y que, aunque las evidencias todavía son limitadas, se puede deducir en términos generales que vivir cerca de zonas verdes reduce la mortalidad [4].

Existen algunas iniciativas de países de la UE que desarrollan proyectos de identificación y protección de zonas tranquilas y fomento del aprovechamiento de sus cualidades para la mejora de la salud de la población. El Programa *Our Natural Health System* de la Agencia Escocesa de la Naturaleza trabaja en el uso del patrimonio natural de Escocia, aumentando el ejercicio verde y actividades al aire libre, como servicios complementarios de las prestaciones de servicios sanitarios y sociales, con el beneficio sobre la salud [5].

4 Ciencia ciudadana

Se entiende por ciencia ciudadana la investigación científica conducida, parcial o completamente, por científicos amateurs o no profesionales. Los proyectos bajo esta acepción se orientan a la generación de nuevo conocimiento con la participación activa e imprescindible de la ciudadanía en alguna etapa del proceso de investigación [6].

Las nuevas tecnologías alrededor de las app's móviles han ofrecido infinitas posibilidades a la ciencia ciudadana, sobretodo en la fase de generación de datos o registros.

Hay numerosos tratados que definen y ponen límites al concepto de ciencia ciudadana. La European Scitizen Science Association (ECSA), hizo en 2015 el tratado *Ten Principles of Citizen Science*, en los cuales se rige el presente proyecto [7]:

1. Los proyectos de ciencia ciudadana involucran activamente a los y las ciudadanas en tareas científicas que generan nuevo conocimiento o una mejor comprensión.
2. Los proyectos de ciencia ciudadana producen un resultado científico nuevo, por ejemplo, respondiendo a una pregunta de investigación o informando en acciones de conservación, decisiones de gestión o en política ambiental.
3. Tanto los y las científicas profesionales como los y las científicas ciudadanas se benefician de la participación. Los beneficios pueden incluir la publicación de los resultados de la investigación, oportunidades de aprendizaje, disfrute personal, beneficios sociales o satisfacción a través de la contribución a una evidencia científica que haga frente a los problemas locales, nacionales o internacionales, y a través de esto, tener la capacidad potencial de influir en decisiones políticas.
4. Los y las científicas ciudadanas pueden, si lo desean, participar en múltiples etapas del proceso científico.
5. Los y las científicas ciudadanas deben recibir información del proyecto en todo momento.
6. La ciencia ciudadana representa un tipo de investigación como cualquier otro, con sus limitaciones y sesgos que hay que considerar y controlar. Sin embargo, a diferencia de las aproximaciones tradicionales de investigación, la ciencia ciudadana ofrece oportunidades para una mayor participación pública y democratización de la ciencia.
7. Los datos y meta-datos de proyectos de ciencia ciudadana deberían ser públicos y a ser posible, los resultados deberían publicarse en un formato de acceso abierto.
8. Los y las científicas ciudadanas deben estar reconocidos en los resultados y publicaciones del proyecto.
9. Los programas de ciencia ciudadana deben evaluarse por su producción científica, la calidad de los datos, la experiencia de los y las participantes y el alcance del impacto social o político.
10. Los líderes de proyectos de ciencia ciudadana deben tener en cuenta tanto los aspectos legales y éticos como los derechos de autor, la propiedad intelectual, los acuerdos de intercambio de datos, la confidencialidad, la atribución y el impacto ambiental de sus actividades.

En el presente proyecto, se consideran como imprescindibles estos dos valores:

- La generación de datos que aportan a la administración información clave para una mejora de las políticas públicas alrededor de la contaminación acústica.
- El componente educativo y de concienciación que lleva implícita esta metodología científica.

5 Desarrollo tecnológico del proyecto

Aún existen carencias en la protección de zonas tranquilas, debido principalmente en que las administraciones priorizan las acciones correctoras sobre aquellas zonas saturada de ruido o con mucha población expuesta a niveles elevados y ausencia en los criterios para definir zonas tranquilas, falta de métodos armonizados para su evaluación y posiblemente también una falta de interés público en las zonas tranquilas [8]. Para compensar estas limitaciones, la EEA recomendó i) llevar a cabo más investigaciones para definir las zonas tranquilas, sobre todo con criterios cualitativos y subjetivos, y cualitativos y subjetivos, y ii) aumentar la promoción y la sensibilización sobre estas zonas interés y el

apoyo para proteger estas zonas [2]. Por lo tanto, puede ser necesaria una gobernanza multiforme inclusiva del entorno acústico y enfoques integrados en todas las disciplinas para garantizar que se tengan en cuenta las necesidades y los deseos de los diferentes grupos y partes interesadas a través de procesos participativos abiertos y continuos para evaluar, planificar y gestionar el entorno acústico [9].

De esta manera, aprovechando el aprendizaje que se ha realizado en hacer diferentes aplicaciones de ciencia ciudadana, se crea *"SoundCollect*[1]*: el sonido de la comunidad"*. El objetivo es promover la escucha activa de la ciudadanía para identificar y caracterizar áreas tranquilas, aquellos espacios urbanos de alto valor acústico y socioambiental. La app está disponible en Android a través de la Play Store[2] y en iOS como una versión de test que se puede acceder mediante TestFlight[3] , en tres idiomas: catalán, castellano e inglés.

5.1 Aplicación móvil

Un sonido es un fenómeno tanto subjetivo como objetivo, la literatura recomienda la adopción tanto de criterios cualitativos, en línea con el concepto de paisaje sonoro [10] [11] como de criterios cuantitativos. Básicamente el funcionamiento de SoundCollect es el siguiente: el usuario se ubica en una zona tranquila y abre la aplicación con su sesión iniciada. Luego, hace clic en el icono "Añadir" y concede los permisos solicitados por la aplicación para acceder al micrófono, cámara y localización del dispositivo móvil. El registro de sonido puede ser puntual o realizado a lo largo de un recorrido. Se empieza utilizando la función de grabar para capturar un registro de sonido con una duración mínima de 30 segundos y máxima de 60 minutos. Durante la grabación, los usuarios deben apuntar el micrófono del dispositivo hacia la fuente sonora, evitar producir ruidos adicionales y minimizar la interferencia de variables externas. Se calculan los criterios cuantitativos, que corresponden a los cálculos de los parámetros acústicos, que se muestran en pantalla y se guardan con el registro. En el siguiente paso, los usuarios pueden añadir hasta máximo cuatro imágenes que describan mejor el entorno acústico. Finalmente, se recopila información sobre cualitativos de la percepción del espacio a través de una serie de preguntas sobre accesibilidad, limpieza y seguridad, entre otros aspectos. Una vez completada toda la información, se revisa en una pantalla resumen antes de confirmar y enviar el registro. El proceso para agregar un sonido se detalla en la siguiente figura.

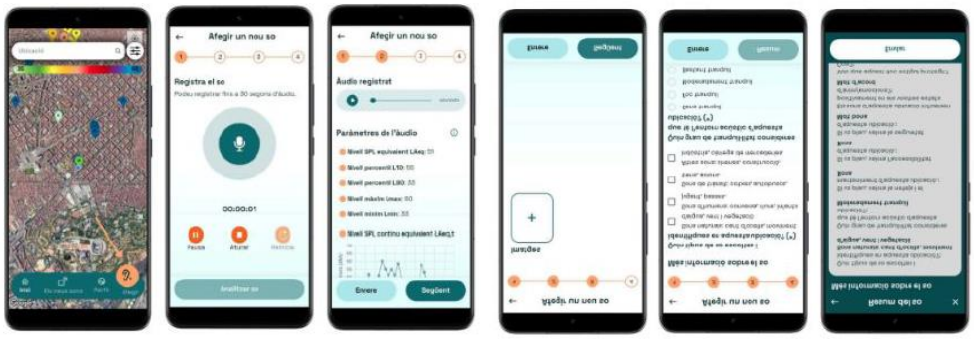


Figura 2 – Funcionamiento y visualización de las diferentes pantallas de SoundCollect, para realizar un registro, con una última pantalla con el resumen de los datos introducidos i calculados, a la espera de dar la orden para guardarlo en la nube.

[1] Inicialmente la app se ha lanzado a los markets, bajo el nombre comercial de SoundCollect, que durará durante todo el proceso de mejora hasta el final del proyecto, donde pasaría a ser una aplicación corporativa de la Generalitat de Catalunya, denominada SONSCAT
[2] Enlace a la versión Android en Play Store:
https://play.google.com/store/apps/details?id=com.qualud.soundcollect&hl=es
[3] Enlace a la versión iOS en TestFlight: https://testflight.apple.com/join/jtsqeq3t

Los datos acústicos que se registran son:

- Nivel equivalente ponderado A, LAeq, promedio de todo el registro.
- Niveles estadísticos LA10 y LA90 de todo el registro.
- Niveles LATmax i LATmin, correspondientes a los niveles máximos y mínimos T=1 sg.
- Valores temporales LATeq, con T=1sg, en modo gráfico y numérico.
- Distribución frecuencial en 1/3 de octava, LZeq, promedio de todo el registro.

Los registros psicoacústicos que se registran son:

- Nitidez (S).
- Sonoridad (N).
- Rugosidad (R).
- Fuerza de fluctuación (F).

Otros datos registrados son:

- Posición espacial (mediante GPS del móvil).
- Fotografías (máximo 4).
- Datos meteorológicos (importados de base de datos web).
- Identificación de los tipos de sonidos percibidos.
- Preguntas tipo checklist referentes a la limpieza, seguridad o accesibilidad de la zona.
- Pregunta abierta, respecto posibles acciones de mejora en la protección del espacio.
- Preguntas tipo checklist respecto la percepción del entorno según ISO/TS 12913-2 [12].

5.2 Visor

Todos los datos, una vez filtrados convenientemente aplicando herramientas de IA, pensando que los registros deben aportar datos coherentes y fiables, y que los datos no deben contener palabras o fotografías ofensivas o inapropiadas, se muestran en una plataforma pública, que permitirá visualizar, descargar y procesar, con el fin de obtener resultados sobre un conjunto de registros (temporal i/o espacial) a nivel numérico o gráfico.

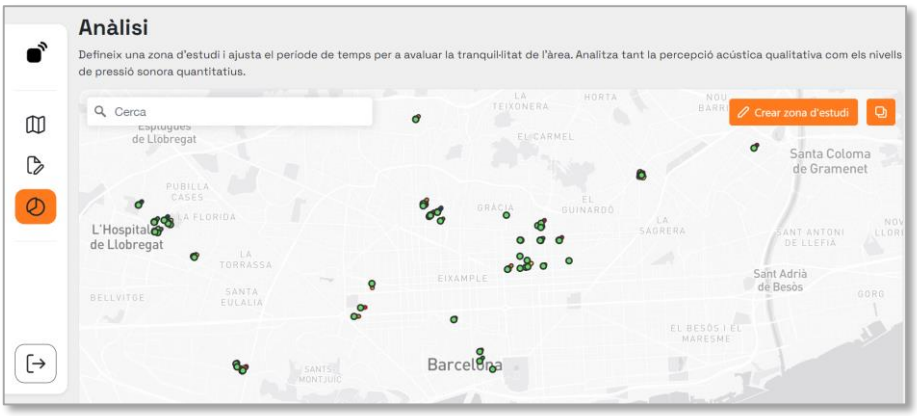


Figura 3 – Pantalla inicial del visor, donde mediante un menú y una serie de funcionalidades, se podrá acceder a estadísticas del uso de la app o a los registros realizados.

6 El proyecto de ciencia ciudadana

El objetivo general del proyecto es identificar y caracterizar las áreas tranquilas en entornos urbanos a través de la participación ciudadana, utilizando una herramienta tecnológica diseñada para dispositivos móviles. Esta herramienta permite a los ciudadanos y otros agentes involucrados realizar mediciones del ruido ambiental y recoger información relevante sobre las percepciones acústicas y psicoacústicas del entorno. Toda esta información debe recogerse, filtrarse, y mediante un visor público, poder ser consultable y descargable con el objeto de que los datos sirvan a las administraciones competentes en la gestión del ruido a tomar decisiones y puedan también ser útiles a centros de investigación en estudios científicos. El proyecto busca:

- Colaborar con la ciudadanía para identificar y mapear zonas urbanas que se consideren tranquilas y saludables.
- Desarrollar mapas acústicos detallados de estas áreas tranquilas o recorridos, para visualizar la calidad sonora del entorno urbano.
- Garantizar la precisión y relevancia de los datos recolectados mediante la calibración adecuada de los dispositivos móviles y la participación activa de la comunidad.
- Involucrar a la ciudadanía en la formulación de propuestas para acciones de corrección y/o preservación de los espacios tranquilos, promoviendo una cultura de valoración y protección de estos entornos.

Se aconseja la realización de tres sesiones principales, aunque por motivos de disponibilidad de los contactos en cada municipio, las sesiones 1 y 2 se consolidaron en una sola en las pruebas piloto realizadas.

Sesión 1: Descubrimiento de la acústica ambiental y herramientas que se utilizaran (presentación de la app SoundCollect. En esta sesión combinada, se inicia con una introducción a la acústica ambiental y su relación con las áreas tranquilas. Se explican conceptos clave como la contaminación acústica, los parámetros acústicos, y el modelo conceptual del paisaje sonoro. Los participantes aprenden los métodos de medición del sonido y cómo se aplican estos conceptos a la identificación de espacios tranquilos y la relevancia del contexto en la percepción de los sonidos. A continuación, se presenta la app SoundCollect y se asiste a los usuarios en la creación de sus cuentas y se les proporcionan recomendaciones para asegurar la calidad en la recolección de datos. Esto incluye el proceso de calibración de los dispositivos.

Sesión 2: Realización del paseo sonoro. Con conceptos ya adquiridos del uso de la app, se realiza un recorrido en el paseo sonoro (que presamente se ha diseñado por parte del promotor de la actividad), durante el cual los participantes utilizan la aplicación en diferentes puntos de escucha activa para registrar datos acústicos y se comentan “in situ”, percepciones, resultados, etc.

Sesión 3: Presentación de resultados y cocreación. Esta sesión se inicia con un resumen de las actividades anteriores y la discusión de los resultados obtenidos durante los paseos sonoros. Luego, se lleva a cabo una actividad de codiseño para identificar y preservar las áreas tranquilas. Utilizando el método de los "hexágonos" de *Science for Change*, los participantes trabajan en cuatro fases: selección de áreas tranquilas, identificación de amenazas y desafíos, definición de acciones para la preservación, y votación de las acciones más efectivas. La sesión concluye con la presentación de las conclusiones.

7 Pruebas piloto del proyecto

Mientras se avanza en el desarrollo tecnológico, se realizan varias pruebas piloto, que nos sirven para encontrar fallos y posibles mejoras en las funcionalidades de la app, y para el desarrollo metodológico de las actividades en función de diferentes colectivos. Las pruebas piloto se han realizado en:

1. Girona, con la Asociación de Naturistas de Girona, en el Parque de la Devesa de la ciudad.
2. Barcelona, con la Asociación de vecinos de la Sagrada Familia i el Ateneu el Poblet.
3. Barcelona, con el colectivo educativo CIC, Escuela de Bachilleratos.

A continuación, se detalla la prueba piloto que tuvo lugar en el barrio de Sagrada la Familia en Barcelona. La prueba piloto se llevó a cabo en dos fases: las sesiones 1 y 2 se realizaron el 25 de mayo, mientras que la sesión 3 se llevó a cabo el 8 de junio de 2024.

Para asegurar una participación activa y diversa, dado que el público objetivo era la ciudadanía en general, se llevaron a cabo varias acciones de captación. Estas incluyeron la colaboración con la Oficina de Ciencia Ciudadana de Barcelona, la Asociación de Vecinos de Sagrada Familia, el Ateneu El Poblet, la Biblioteca Sagrada Familia, el Centro Cívico Sagrada Familia y el Centro de Cultura Casa Elizalde. Gracias a estos esfuerzos, se logró la participación de 10 personas. Además, se promovió el evento a través de diversos canales de comunicación, como redes sociales y páginas web, mediante la creación de materiales visuales como flyers (Figura 4).



Figura 4 – Materiales para difusión de actividades del proyecto.

Para diseñar el paseo sonoro, se estableció inicialmente una agenda con una ruta y una duración específica. Los puntos de escucha activa, se seleccionaron en función de indicadores funcionales, como zonas de restauración o de protección natural con funciones restauradoras y atributos visuales positivos, así como indicadores espaciales, ubicados alejados de grandes infraestructuras [13]. El punto de encuentro para la actividad fue el Ateneu El Poblet.

Previo a la sesión con la ciudadanía, se realiza un trabajo preparatorio in situ que permitió definir los puntos de escucha activa y discutir los aspectos prácticos del paseo sonoro. La Figura 5 muestra el trazado del paseo sonoro con la localización de los 3 puntos de escucha activa.



Figura 5 –Ruta del paseo sonoro en la prueba piloto del municipio de Barcelona. Puntos de escucha activa: 1) Jardines de la Sedeta. 2) Jardines de la Industria 3) Jardines del Baix Guinardo. Punto naranja corresponde al punto de encuentro: Ateneu El Poblet

Durante la sesión del 25 de mayo de 2024, se introdujo a los participantes en los conceptos clave de acústica ambiental y el proceso del paseo sonoro, guiado por la experta en ciencia ciudadana y áreas tranquilas, Dra. Antonella Raddichi. Los participantes utilizaron la versión V1.0.8 de la aplicación SoundCollect, con dispositivos móviles calibrados previamente para asegurar la precisión de las mediciones. Este paso fue esencial para minimizar errores debido a variaciones en los micrófonos de los dispositivos utilizados. Los participantes midieron los niveles de sonido en los puntos designados y proporcionaron comentarios sobre su percepción del entorno acústico. Al mismo tiempo, en cada uno de los puntos se hizo las mediciones con un sonómetro. Al finalizar, se llevó a cabo un ejercicio de autorreflexión, donde los participantes anotaron sus pensamientos y sentimientos sobre los sonidos escuchados, creando mapas mentales de sonidos que compartieron con el grupo. La sesión concluyó con un resumen de la actividad, lecciones aprendidas y mensajes clave para llevar a casa.



Figura 6 – Ejecución del paseo sonoro en el Piloto de Sagrada Familia, Barcelona.

En la sesión final, se llevó a cabo la presentación de los resultados a los participantes, seguida de una actividad de codiseño (Figura 6). Durante esta sesión, los resultados obtenidos se categorizaron en diferentes áreas de acción. En respuesta a la pregunta sobre cómo reducir la contaminación acústica y

proteger las zonas tranquilas, las respuestas se clasificaron en cuatro categorías: infraestructuras, movilidad, cultura y otros.



Figura 6 – Ejecución de la actividad de codiseño. Piloto de Sagrada Familia, Barcelona.

8 Conclusiones

En este trabajo se ha mostrado todo el proceso que se ha seguido para la creación de un proyecto de ciencia ciudadana, pensado en la identificación y caracterización de áreas tranquilas en entornos urbanos y que ha conllevado un diseño y puesta en marcha de herramientas tecnológicas (aplicación dispositivos móviles y visor de datos), testeados mediante pruebas piloto que han permitido detectar errores y mejorar el producto y la metodología de aplicación, en función del tipo de usuario, pensando en dos tipos de usuarios: ciudadanía y comunidad educativa.

Una vez finalizado en proyecto, la solución tecnológica pasará a ser una aplicación corporativa de la Generalitat de Catalunya, cumplimiento las exigencias de seguridad, privacidad o accesibilidad (validado mediante auditoria IRA) y el visor web se integrará en el conjunto de visores de la Generalitat, cumpliendo con las directrices de datos abiertos (open data), es decir datos producidos o recopilados por los organismos públicos que se ponen a disposición de la ciudadanía para que los puedan utilizar libremente de manera sencilla.

El proyecto de ciencia ciudadana, tendrá dos versiones claramente diferenciadas:

- A la comunidad educativa, pudiendo servir como soporte de material pedagógico, por ejemplo, en proyectos de Servicio Comunitario Ambiental (desarrollo de un proyecto ApS centrado en la contaminación acústica).
- A la ciudadanía, con campañas específicas, como la Semana Sin Ruido, o de uso directamente por otras administraciones u organismos.

Agradecimientos

Los autores reconocen y expresan su gratitud a todos los ciudadanos y asociaciones que participaron activamente y de manera desinteresada en todas las etapas del proyecto y que reportaron observaciones de sonidos a través de la aplicación y asistieron a las diferentes actividades. Este estudio no habría sido posible sin la implicación y colaboración de los vecinos y vecinas del Barrio Sagrada Familia en Barcelona.

La elaboración del proyecto se enmarca dentro del Programa de Compra Pública de Innovación de la RIS3CAT de la Generalitat de Catalunya, y ha contado con el soporte de la Área Estratégica Económica – Secretaria de Asuntos Económicos y Fondos Europeos del Departamento de Economía y Hacienda.

Science for Change ha liderado el proyecto, pero sin los partners tecnológicos asociados: ICR, Qualud y la Dra. Antonella Radicchi el proyecto no habría sido posible.

Referencias

[1] Directiva 2002/49/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 25 de junio de 2002, sobre evaluación y gestión del ruido ambiental:

https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/ALL/?uri=CELEX%3A32002L0049

[2] European Environmental Agency (EEA) (2019). Environmental noise in Europe – 2020. Report No. 22/2019. *Publications Office of the European Union*, Luxembourg:

https://www.eea.europa.eu/publications/environmental-noise-in-europe

[3] Decisión (UE) 2022/591 del Parlamento Europeo y del Consejo de 6 de abril de 2022 relativa al Programa General de Acción de las Unión en matrial de Medio Ambientes hasta el 2030:

https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/?uri=CELEX:32022D0591

[4] Sarah R.Rayne, Neil Bruce. 2019. Exploring the Relationship between Urban Quiet Areas and Perceived Restorative Benefits. *International Journal of Environmental Research and Public Health 2019, 16(9), 1611*. https://www.mdpi.com/1660-4601/16/9/1611

[5] Programa *Our Natural Health Service* de la Agencia Escocesa de la Naturaleza: https://www.nature.scot/professional-advice/contributing-healthier-scotland/our-natural-health-service

[6] Emilia López-Iñesta, Miguel Ángel Queiruga-Dios, Daniel García-Costa, Francisco Grimaldo. 2021. Projectes de ciència ciutadana. *Mètode 2021 – 108*. Ciència ciutadana – Volum 1.

[7] European Citizen Science Association. 2015. *Ten Principles of Citizen Science:* https://www.ecsa.ngo/10-principles/

[8] Peris E. et al. (2019). "Assessment of quiet areas in Europe". *Proceedings of the 23rd International Congress on Acoustics (ICA)*, Aachen, September 2019.

[9] Radicchi, A. (2021). "Citizen science mobile apps for soundscape research and public space studies. Lessons learned from the Hush City project" in Skarlatidou, A., Haklay, M. (eds). *Geographic Citizen Science Design*: No One Left Behind, UCL Press, pp. 130-148.

[10] Schafer, R. Murray. 1977. The Soundscape. Our sonic environment and the tuning of the world. New York: A. Knopf.

[11] ISO 12913-1. 2014. Acoustics. Soundscape – Part 1: Definition and conceptual framework. Geneva: International Standardization Organization

[12] ISO/TS 12913-2:2018. Acoustics. Soundscape – Part 2: Data Collection and reporting requirements. Geneva: International Standardization Organization

[13] Lawrence BT, Frücht A, Heying D, Schröer K, Gruehn D. Acoustic Characterization of Potential Quiet Areas in Dortmund, Germany. *Environments. 2024*; 11(4):69. https://doi.org/10.3390/environments11040069

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

CUBIERTAS VERDES EN BARCELONA: UN PAISAJE SONORO PARTICULAR DENTRO DE LA CIUDAD

Ana M. Lacasta[1], Aleix Alva[2]

[1] Universitat Politècnica de Catalunya, EPSEB- Avda Doctor Marañon 44, Barcelona
{e-mail: ana.maria.lacasta@upc.edu}
[2] Universitat Politècnica de Catalunya, ETSAB-Avda Diagonal 649, Barcelona
{e-mail: aleix.alva@upc.edu}

Resumen

La implantación de cubiertas vegetales en los edificios de las ciudades tiene múltiples beneficios, algunos de ellos relacionados con la percepción acústica. Por un lado, el sustrato y la vegetación tienen la capacidad de absorber sonido, contribuyendo a la disminución de los niveles de ruido ambientales. Por otro lado, el número y diversidad de especies de aves atraídas por estas cubiertas generan un paisaje sonoro propio, que contrasta con el general de la ciudad e incrementa la sensación de bienestar.

En este trabajo se ha realizado un estudio comparativo en cubiertas de Barcelona, con y sin vegetación. Para ello se han instalado micrófonos y sistemas de adquisición y tratamiento de datos que permiten evaluar, de forma continua, los niveles de ruido. Por otro lado, se ha implementado el software de reconocimiento de sonidos de aves BirdNET para cuantificar su presencia y diversidad. BirdNET, desarrollado por el Laboratorio de Ornitología de Cornell y la Universidad Tecnológica de Chemnitz, es una red neuronal de código abierto para identificar vocalizaciones de aves. Los resultados obtenidos hasta el momento confirman que, a diferencia de las cubiertas convencionales, las cubiertas vegetales tienen la capacidad de atraer una considerable diversidad de aves, ya sea como hábitat o como lugar de parada durante la migración.

Palabras clave: cubiertas verdes, paisaje sonoro, biodiversidad, percepción acústica

Abstract

The implementation of green roofs on buildings in cities has multiple benefits, some of which are related to acoustic perception. On the one hand, the substrate and vegetation have the capacity to absorb sound, contributing to the reduction of ambient noise levels. On the other hand, the number and diversity of bird species attracted by the green roof generate a soundscape of their own, which contrasts with the general soundscape of the city and increases the feeling of well-being.

In this work, a comparative study was carried out on rooftops in Barcelona, with and without vegetation. To this end, microphones and data acquisition and processing systems have been installed to continuously evaluate noise levels. On the other hand, the BirdNET bird sound recognition software has been implemented to quantify the presence of birds and the diversity of species. BirdNET, developed by the Cornell Lab of Ornithology and the Chemnitz University of Technology, is an open source neural network to identify bird vocalisations. The results obtained so far confirm that, unlike conventional canopies, vegetation covers have the capacity to attract a considerable diversity of birds, either as habitat or as a stopover site during migration.

Keywords: green roofs, soundscape, biodiversity, acoustic perception

PACS nº. 43.50.Rq, 43.50.Qp

1 Introducción

La contaminación acústica en los entornos urbanos es una causa frecuente de molestias e incluso de problemas sanitarios y psicológicos. El uso de la vegetación como una manera de, entre otros beneficios, reducir el ruido urbano y mejorar la percepción acústica, es una estrategia que ha ganado mucha atención en todo el mundo en los últimos años [1].

De una manera genérica, la Comisión Europea define las Soluciones Basadas en la Naturaleza (NBS por sus siglas en inglés) como soluciones inspiradas y respaldadas por la naturaleza, que son rentables, proporcionan simultáneamente beneficios medioambientales, sociales y económicos y ayudan a crear resiliencia [2]. Entre dichas soluciones se encuentran las cubiertas verdes o vegetales. Las ciudades densamente edificadas, como es el caso de Barcelona, se enfrentan a importantes problemas derivados de la crisis climática y de la pérdida de biodiversidad y tienen grandes limitaciones espaciales para incrementar la superficie vegetal con nuevas áreas verdes. Esta escasez de suelo no edificado hace que la implementación de la vegetación en los propios edificios, tanto en las cubiertas como en las fachadas sea especialmente relevante.

Las cubiertas verdes tienen múltiples beneficios [3]. Protegen las superficies de las temperaturas extremas en días muy calurosos y mejoran la inercia térmica de todo el sistema, incidiendo en la reducción de la demanda energética. Contribuyen a la mejora de la calidad del aire y de la gestión de las aguas pluviales y tienen un impacto positivo desde el punto de vista estético y de confort. Sin embargo, es este trabajo nos centraremos únicamente en los aspectos acústicos y de atracción de biodiversidad, los cuales veremos que están íntimamente ligados entre sí.

La contaminación acústica producida por fuentes de ruido antropogénico (industriales, tráfico, etc.) es una amenaza para la persistencia de muchas especies [4]. Estos ruidos pueden enmascarar e inhibir los sonidos de los animales y/o su audición, y se ha demostrado que afectan a la comunicación, el uso del espacio y la reproducción de muchas especies, por ejemplo, de las aves [5]. El incremento de los espacios verdes, relativamente silenciosos, incide positivamente en la protección de la fauna urbana.

Tanto el sustrato como la vegetación tienen la capacidad de absorber el sonido, tal como muestran diversas investigaciones realizadas, tanto en laboratorio [6] como in-situ [7]. Este aumento en la absorción acústica conduce a una disminución en los niveles de ruido, aunque esta es difícil de prever, ya que depende de muchos factores [8]. Las características de la vegetación se modifican constantemente a lo largo del tiempo (el sustrato cambia, el sistema radicular se desarrolla dentro del sustrato, el follaje superficial aumenta) lo que influye en su capacidad para absorber y reflejar el sonido [9]. La configuración urbana también influye en la propagación del sonido, ya que las cubiertas y las fachadas de los edificios dan lugar a múltiples reflexiones y difracciones de las ondas sonoras [10].

Además de la reducción del nivel sonoro, la vegetación por sí misma puede afectar positivamente en la percepción del ruido [11]. Aunque los sonidos naturales, como los pájaros, el agua o el viento, pueden incrementar los niveles sonoros totales, también pueden, al mismo tiempo, reducir o compensar las molestias del ruido urbano [12].

Nos encontramos por tanto ante una interesante interrelación entre acústica y biodiversidad. La hipótesis de nuestro trabajo es que las cubiertas verdes pueden constituir un espacio natural y tranquilo capaz de atraer especies, especialmente aves, contribuyendo a la protección de la biodiversidad. Por otro lado, los sonidos generados por esa biodiversidad contribuyen a crear un agradable paisaje sonoro, que contrasta con el general de la ciudad y produce una sensación de mayor bienestar. Tal como se indica en la norma

ISO 12913 [13] el paisaje sonoro debe entenderse como un conjunto de aspectos en lugar de reducirse a un simple ruido; las percepciones de las personas, y sus reacciones y valoraciones, se deben combinar hacia una interpretación holística del entorno sonoro.

Este trabajo se enmarca en un proyecto más amplio, denominado Verd de proximitat BCN [14], para el cual se implementó un sistema de monitorización continua en varias cubiertas verdes de Barcelona. Su objetivo era la evaluación de la influencia de estas soluciones en aspectos como el efecto isla de calor, la calidad del aire, el ruido ambiental o la escorrentía del agua de lluvia. Para ello se instalaron sensores de diversos tipos, entre ellos micrófonos, tanto en las cubiertas verdes como (en los casos en que fue posible) en cubiertas convencionales de las inmediaciones.

2 Casos de estudio

En este trabajo se presentan los resultados obtenidos tras el análisis de tres cubiertas verdes y una cuarta de tipo convencional que servirá como comparativa. La figura 1 muestra una imagen de cada una de las 4 cubiertas, indicando el nombre que se utilizará como referencia en el resto del documento. Las tres cubiertas verdes están ubicadas en diferentes lugares de Barcelona y presentan diferencias en cuanto a dimensiones, morfología, usos y tipo de vegetación. La denominada *green_1*, ubicada en una zona relativamente tranquila del barrio de Gracia, se encuentra sobre un edificio residencial de 3 plantas. Dispone de varias especies hortícolas y tablas de cultivo. La denominada *green_2* corresponde a una escuela situada en el centro de la ciudad, en el barrio de l'Eixample. Está formada por diferentes terrazas escalonadas, con diferentes usos y grosores de sustrato, que alojan diferentes especies herbáceas y arbustivas, incluyendo también huertos en sistema hidropónico. Las cubiertas *green_3* y *grey_3*, están ubicadas en un entorno de naves industriales en el barrio del Bon Pastor, muy cerca la una de la otra y con una misma orientación. La denominada *grey_3* es una cubierta convencional, mientras que la *green_3* contiene un conjunto vegetal de plantas, mayoritariamente arbustivas y crasas, así como vegetación vertical para ocultar las instalaciones y cubrir el perímetro. Las tres cubiertas verdes intentan fomentar activamente la atracción de fauna a través de elementos como comederos, nidos o hoteles de insecto. En el caso de green_1 y green_3 también disponen de un pequeño estanque.

3 Metodología de análisis

3.1 Determinación de la absorción acústica

Como paso previo a la monitorización, se han realizado mediciones de absorción acústica *in situ* mediante una pistola de impedancias de Microflown Technologies [15]. Este dispositivo consta de un altavoz esférico y una sonda PU que permite detectar simultáneamente la presión acústica y la velocidad de partículas. Se genera un ruido blanco que es emitido por el altavoz, colocado a 23 cm de la sonda. La sonda se sitúa cerca de la superficie a medir, tal como se observa en la figura 2. El coeficiente de absorción se obtiene a partir de la impedancia, es decir, la relación compleja entre la presión acústica y la velocidad de las partículas. El rango de frecuencia analizado se comprende entre 200 Hz y 8000 kHz y, en este trabajo, se mostrarán los resultados en bandas de tercio de octava.



Cubierta verde “green_1”



Cubierta verde “green_2”



Cubierta verde “green_3”



Cubierta convencional “grey_3”

Figura 1 - Imágenes correspondientes a las cuatro cubiertas analizadas. Las tres primeras cubiertas disponen de abundante vegetación, con características diferentes en cada una de ellas. La cubierta *grey_3*, vecina de la *green_3* es convencional y servirá como comparativa.



Figura 2 – Sistema de altavoz esférico y sonda de PU para la determinación de la absorción acústica.

3.2 Monitorización de las niveles de ruido

En el marco del proyecto *Verd de proximitat BCN*, se implementó un sistema de monitorización a tiempo real en cubiertas verdes con el objetivo de evaluar deferentes aspectos, entre ellos el ruido ambiente. Por un lado, se utilizaron kits de ciencia ciudadana SmartCitizen 2.1 que, junto a otros sensores, incluyen un micrófono que permite el registro en continuo de los niveles sonoros en dB(A). Por otro lado, a fin de disponer de datos con los que analizar el espectro del ruido e identificar las especies de aves, se instalaron también micrófonos omnidireccionales. Para el análisis de espectros se registraron audios de 1 minuto de duración, cada 5 minutos, a lo largo de un conjunto de días completos.

3.3 Reconocimiento de especies de aves

Se ha utilizado el software de reconocimiento de sonidos de aves BirdNET [16] para cuantificar la presencia de aves y la diversidad de especies. BirdNET está siendo desarrollado por el Laboratorio de Ornitología de Cornell y la Universidad Tecnológica de Chemnitz. Es una red neuronal de código abierto para identificar vocalizaciones de aves. El software contiene una amplia base de datos de sonidos producidos por gran número de especies de aves, lo que permite al sistema de IA comparar los registros a analizar e identificar de qué especie se trata.

Se ha implementado de manera que, de forma automatizada, analiza audios de 1 minuto de duración, registrados cada 5 minutos. En caso de detección, se almacenan tanto el audio como el resultado del análisis. Para cada audio analizado, el software da como resultado el listado de especies detectadas junto con un índice de confianza entre 0 y 1. En el presente estudio, se han considerado únicamente aquellos casos con un nivel de confianza superior a 0.7.

A partir de estos datos, se han calculado los siguientes parámetros:

- Número de detecciones diarias. Para cada día, se han considerado 288 audios de 1 minuto de duración (cada 5 minutos). Dentro de cada minuto, se han considerado tantas detecciones como especies diferentes han sido identificadas. Es decir, si una misma especie ha sido detectada, por ejemplo, 3 veces en un mismo minuto, únicamente se ha contado como una detección. El número de detecciones diarias es la suma de las detecciones de todos los registros de 1 minuto.
- Número de especies diarias. Se ha determinado como el número total de especies diferentes registradas a lo largo de todos los registros de ese día concreto.
- Histogramas de detecciones, que muestran la distribución del número de detecciones en las diferentes franjas horarias.

4 Resultados

4.1 Absorción acústica

Se ha determinado el coeficiente de absorción acústica, siguiendo el procedimiento descrito en la sección 3.1, en diferentes zonas de la cubierta *green_3*. Las imágenes de la figura 3 muestran la sonda PU durante la medición en cuatro zonas de características diferenciadas, mientras que el gráfico se comparan las curvas de absorción acústica, entre 200 y 8000 Hz, para estos cuatro casos. La zona 1 carece de vegetación ya que corresponde a un camino, y presenta un coeficiente de absorción bastante bajo en todas las frecuencias. La zona 2, que contiene vegetación de altura baja, presenta una absorción mayor, que va aumentando con la frecuencia. Las zonas 3 y 4, con vegetación de mayor altura, son las que presentan unos coeficientes mayores, llegando la zona 4 a alcanzar un valor cercano a 1 para frecuencias superiores a 2500 Hz.

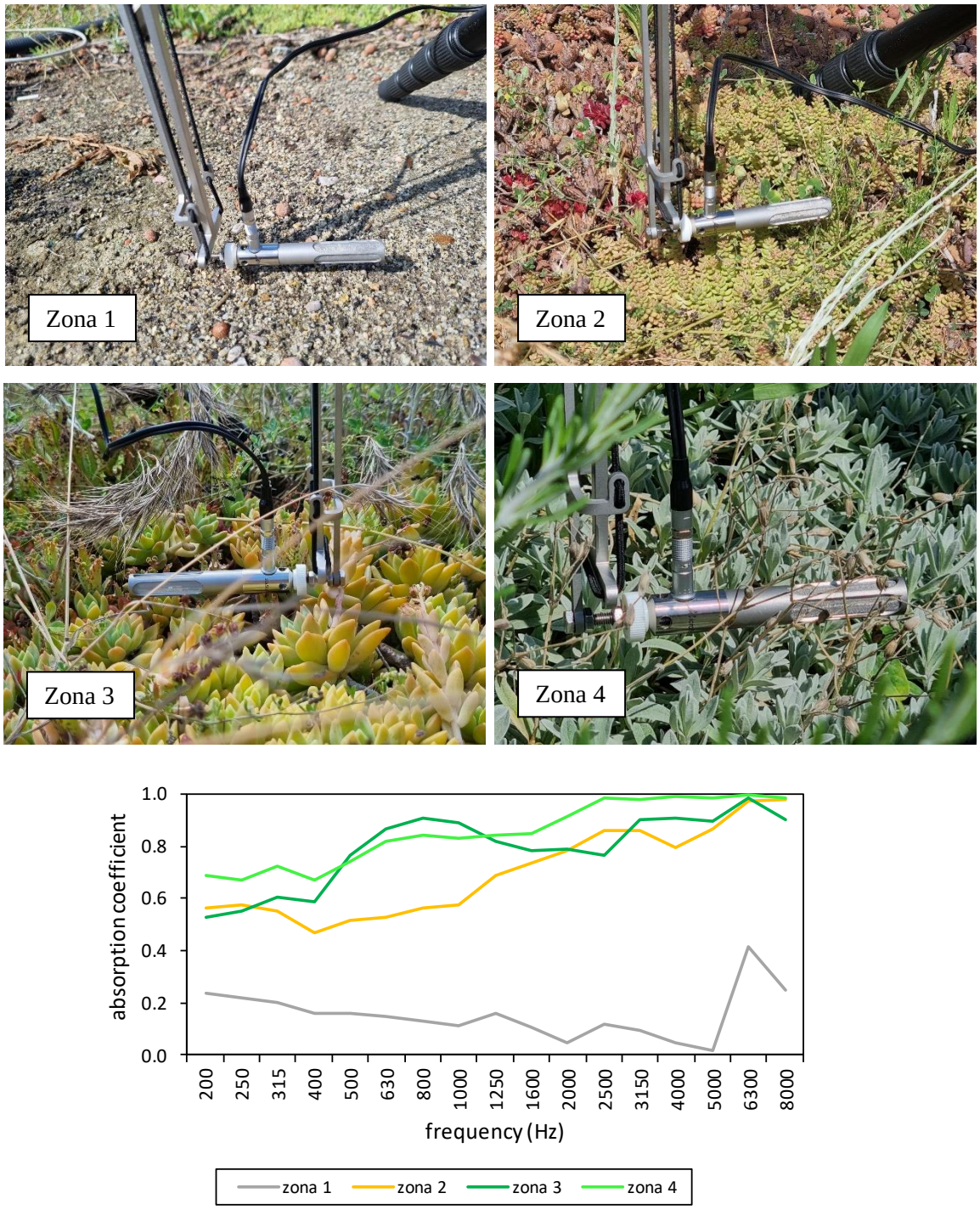


Figura 3 - Coeficiente de absorción en función de la frecuencia, en bandas de tercio de octava. Las diferentes líneas corresponden a las cuatro zonas de la cubierta Green_3 mostradas en las imágenes superiores: zona 1 (sin vegetación), zona 2 (vegetación baja), zonas 3 y 4 (vegetación media).

4.2 Niveles sonoros

La comparativa de los niveles sonores en las diferentes cubiertas verdes muestra, tal como es previsible, una gran dependencia de la ubicación de la cubierta y la actividad de su entorno. También de la época del año y del día de la semana. Como ejemplo, en la figura 4 se muestran los niveles obtenidos en dos de las cubiertas, para dos semanas de dos épocas del año con diferente nivel de actividad urbana (meses de mayo y de agosto de 2023). La cubierta *green_2*, ubicada en el centro de la ciudad, muestra una oscilación muy marcada entre el día y la noche, especialmente en los registros del mes de mayo. En agosto, los valores registrados en período de día son menores, dando en conjunto una oscilación de menor amplitud. En este caso, no es posible cuantificar el posible efecto de la vegetación en la reducción del ruido, ya que no se dispone de un registro simultáneo en una cubierta convencional en las inmediaciones. En el caso de la cubierta green_3, se observa que las oscilaciones en el nivel de ruido entre el día y la noche son mucho más tenues, especialmente en los registros del mes de mayo.

Para un análisis detallado de la cubierta *green_3*, se dispone de registros de una cubierta vecina convencional con la que poder comparar (cubierta *grey_3*). En la figura 5 se muestran algunos resultados. En primer lugar, se puede observar que los niveles de ruido en ambas cubiertas son similares durante la noche, mientras que, durante el día, los niveles en la cubierta verde son claramente más bajos. La figura 5 muestra también los espectros de ruido calculados, en ambas cubiertas, a partir de los audios registrados en los tiempos T1= 14:00 (diurno) y T2=24:00 (nocturno). Los niveles correspondientes a frecuencias bajas son bastante elevados en ambos casos, tanto en horario diurno como nocturno. Aunque se observan diferencias entre ellos (niveles más elevados en la cubierta convencional durante el día), consideramos que no es muy relevante, ya que es posible que dependan, en gran medida, de fuentes de ruido de instalaciones particulares de cada cubierta. El resultado más interesante es el observado para frecuencias superiores a 630 Hz en horario diurno. En esta situación se observa un menor nivel de ruido en la cubierta verde para todas las bandas de frecuencia entre 800 y 8000 Hz, lo cual está cualitativamente de acuerdo con la alta absorción acústica presentada en la figura 3 para distintas zonas de esta misma cubierta.

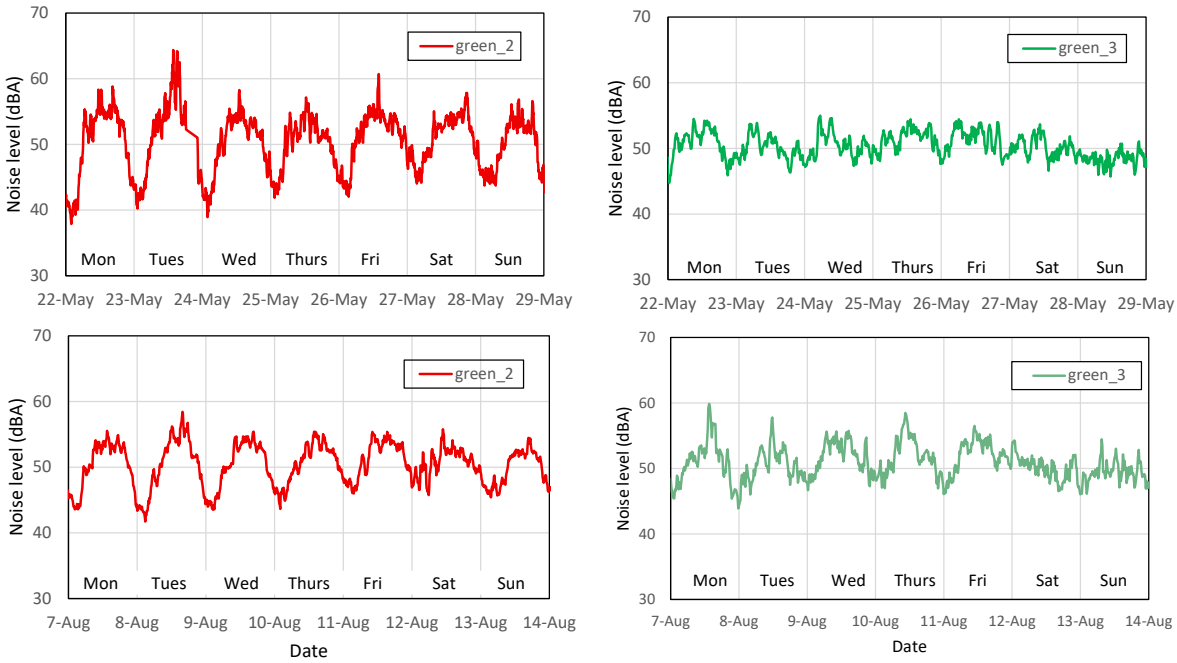


Figura 4 - Niveles de ruido, en dB(A), correspondientes a las cubiertas *green_2* (izquierda) y *green_3* (derecha). Se muestran los registros a lo largo de una semana del mes de mayo (gráficas superiores) y una semana del mes de agosto (gráficas inferiores) del año 2023.

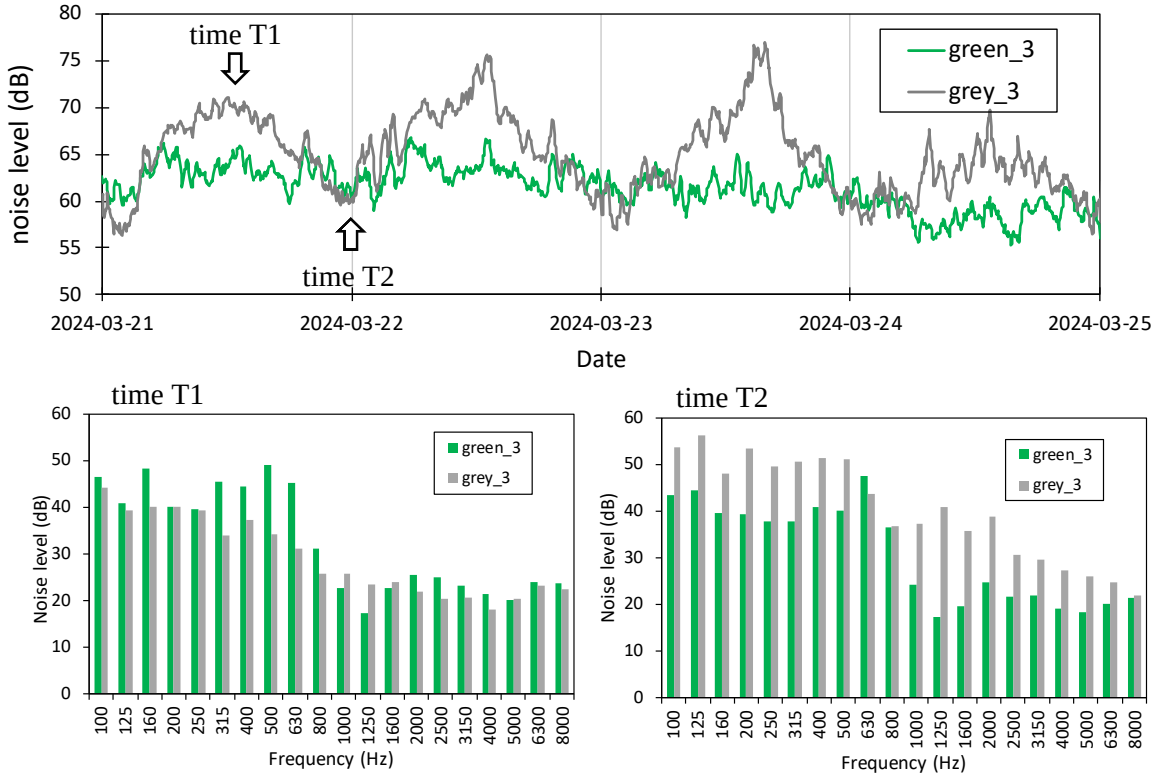


Figura 5 - Panel superior: comparativa entre los niveles de ruido registrados en las cubiertas *green_3* y *grey_3*. Paneles inferiores: espectros de frecuencia, en bandas de tercio de octava, correspondientes a lo tiempos T1 y T2 mostrados arriba.

4.3 Identificación de especies

Una vez analizado el nivel de ruido y sus posibles reducciones por la vegetación, el siguiente aspecto a considerar es la presencia de sonidos naturales, en particular de aves, lo cual a su vez está directamente relacionado con la capacidad que una cubierta verde urbana de actuar como atractora de especies. Para ello se ha utilizado el software y el protocolo de registro y cálculo descritos en la sección 3.3.

La figura 6 muestra, de forma resumida, los resultados obtenidos para la cubierta *green_1* a lo largo de 7 meses de registros, entre marzo y junio de 2024. En el gráfico superior se indica el número de detecciones diarias y en el inferior el número de especies detectadas cada día. Se observa que el número de detecciones es elevando, y aumente con claridad con la llegada del buen tiempo. El número de especies, sin embargo, presenta un valor más constante a lo largo del tiempo.

A fin de comparar las diferentes cubiertas verdes, en la figura 7 se muestran las evoluciones del número de detecciones diarias para un mismo período de tiempo. Se observa que *green_3* es, con bastante diferencia, la cubierta verde con menor número de detecciones. Para este mismo período de tiempo, en la figura (derecha) se muestran también los histogramas horarios normalizados que permiten ver en qué franjas del día se produce una mayor afluencia de aves a las cubiertas. En todas las cubiertas, se produce un máximo por la mañana, en torno a las 6 horas y un segundo máximo, de menor magnitud en las horas de la tarde.

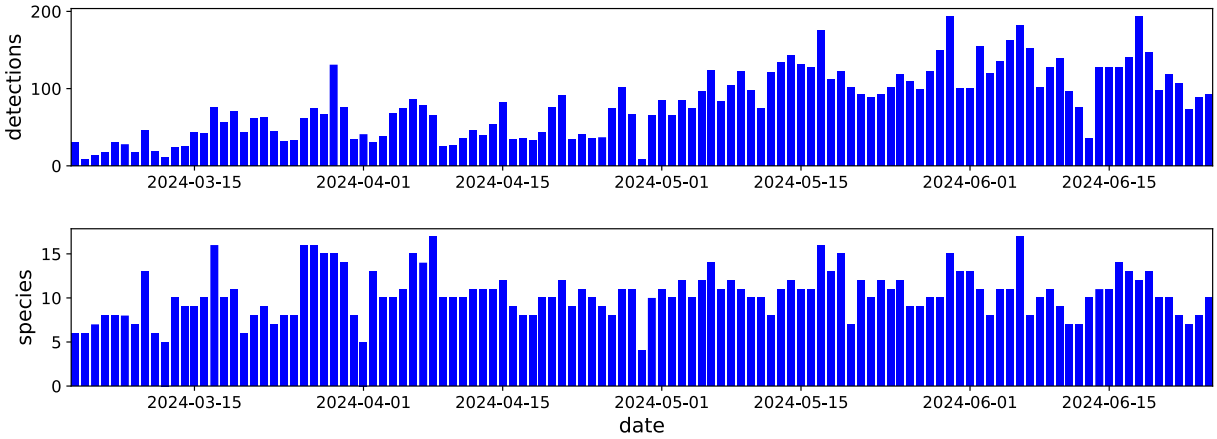


Figura 6 - Evolución temporal del número de detecciones diarias (panel superior) y del número de especies diarias (panel inferior) para la cubierta *green_1*.

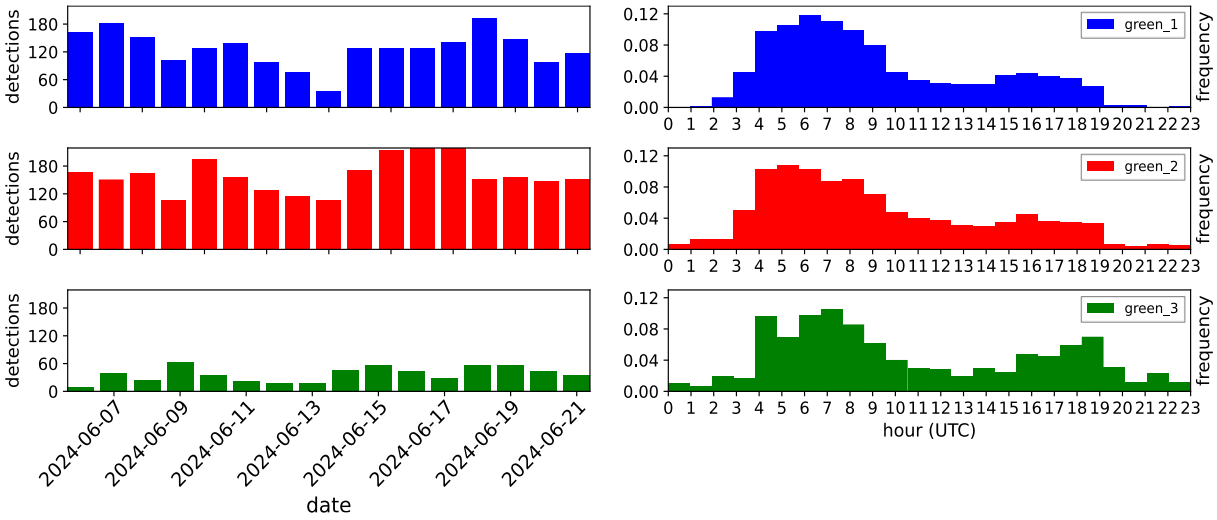


Figura 7 - Izquierda: evolución temporal del número de detecciones diarias a lo largo de 3 semanas de junio del 2024, para las 3 cubiertas verdes estudiadas. Derecha: histogramas normalizados de detecciones para las diferentes horas del día.

Por último, ya que en el caso de la cubierta *green_3* se cuenta con una vecina convencional, se han comparado los parámetros en ambas. La figura 8 muestra los resultados obtenidos para un período de dos semanas del mes de junio de 2024. Excepto en un día, el número de detecciones ha sido siempre superior en la cubierta verde, doblando varias ocasiones las detecciones de la cubierta convencional. Pero no solo la detección es mayor, sino que también lo es, en general, el número de especies detectadas.

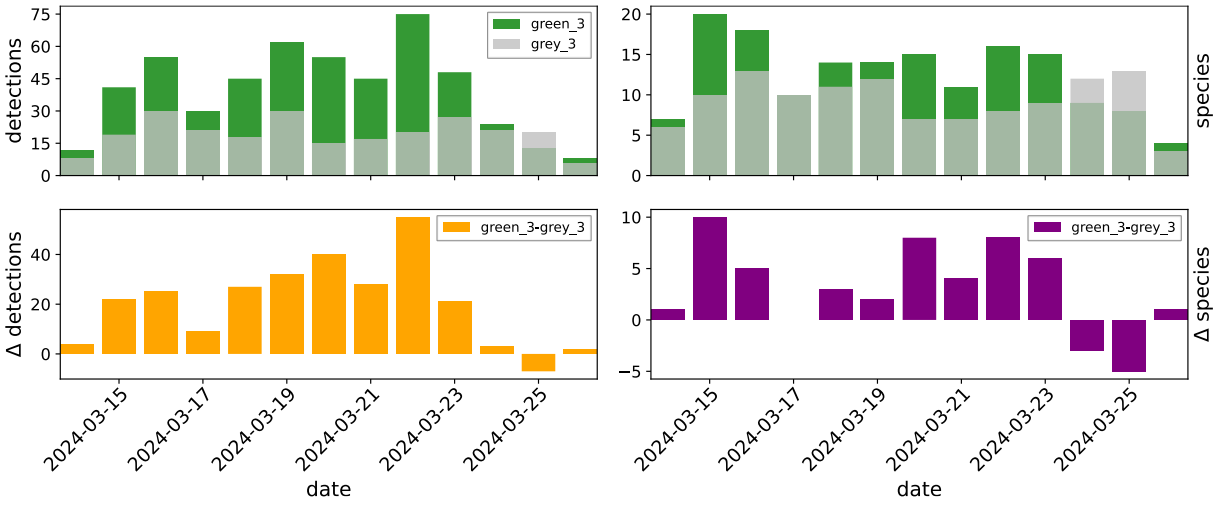


Figura 8 - Comparativa entre las cubiertas vecinas verde y convencional. Paneles superiores: número de detecciones y de especies diarias, para ambas cubiertas, en un mismo período de tiempo. Paneles inferiores: diferencias entre ambas cubiertas para estos dos parámetros: en naranja la diferencia en el número de detecciones y en lila la diferencia en el número de especies detectadas.

5 Conclusiones

Las cubiertas verdes implantadas en los edificios de las ciudades proporcionan varios beneficios desde el punto de acústica. En este trabajo se han obtenido coeficientes de absorción acústica elevados en presencia de vegetación, lo que puede traducirse en reducciones del nivel sonoro ambiente. Estas reducciones son difíciles de predecir, ya que dependen de las características de la cubierta, del edificio y del entorno. Por ello, en esta investigación se han comparado los niveles sonoros registrados simultáneamente en dos cubiertas vecinas, una verde y una convencional, obteniendo valores significativamente más bajos en la verde. Además de las reducciones en los niveles acústicos, las cubiertas verdes proporcionan un paisaje sonoro particular, que incluye los sonidos de las aves que son atraídas hacia ella. Utilizando el software de reconocimiento de aves BirdNET, se ha visto que tanto el número de detecciones como el número de especies detectadas son claramente mayores en las cubiertas verdes.

Agradecimientos

Agradecemos a Maite Ninou su valiosa colaboración y apoyo en la realización de este artículo. Su contribución ha sido esencial para el desarrollo de esta investigación. También agradecemos la financiación recibida por MCIN/AEI/10.13039/501100011033 a través del proyecto BioSAFE (PID2020-117530RB-I00) y por el ayuntamiento de Barcelona a través del proyecto Verde de Proximidad BCN: Plan de seguimiento y evaluación del funcionamiento e impacto de las cubiertas y fachadas verdes en la Ciudad de Barcelona" (21S09258-001).

Referencias

[1] Lacasta AM, Peñaranda A, Cantalapiedra IR (2018) Green streets for noise reduction. In: *Nature based strategies for urban and building sustainability*. Elsevier, pp 181–190

[2] Dumitru, A., & Wendling, L. (2021). *Evaluating the impact of nature-based solutions: A handbook for practitioners*. European Commission EC.

[3] Bosch, M., Lacasta, A. M., Berigüete, F. E., Alva, A., & Cantalapiedra, I. R. (2023). Green Roofs and Other Nature-Based Solutions in Barcelona: Environmental Benefits, and Physical and Mental Well-Being. *Building Engineering Facing the Challenges of the 21st Century: Holistic Study from the Perspectives of Materials, Construction, Energy and Sustainability*, 511-532.

[4] Sordello, R., Ratel, O., Flamerie De Lachapelle, F., Leger, C., Dambry, A., & Vanpeene, S. (2020). Evidence of the impact of noise pollution on biodiversity: A systematic map. *Environmental Evidence*, *9*, 1-27.

[5] Ortega, C. P. (2012). Chapter 2: Effects of noise pollution on birds: A brief review of our knowledge. *Ornithological monographs*, *74*(1), 6-22.

[6] Connelly, M., & Hodgson, M. (2013). Experimental investigation of the sound transmission of vegetated roofs. *Applied Acoustics*, *74*(10), 1136-1143.

[7] Liu, C., Georgiou, F., & Hornikx, M. (2021). Characterization of the acoustic impedance of in-situ vegetated roofs. *Applied Acoustics*, *171*, 107514.

[8] Manso, M., Teotónio, I., Silva, C. M., & Cruz, C. O. (2021). Green roof and green wall benefits and costs: A review of the quantitative evidence. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *135*, 110111.

[9] Lunain, D., & Gauvreau, B. (2016, August). In-situ evaluation of the acoustic efficiency of a green wall in urban areas. In *INTER-NOISE and NOISE-CON congress and conference proceedings* (Vol. 253, No. 7, pp. 1149-1158). Institute of Noise Control Engineering.

[10] Van Renterghem, T., & Botteldooren, D. (2011). In-situ measurements of sound propagating over extensive green roofs. *Building and environment*, *46*(3), 729-738.

[11] Viollon, S., Lavandier, C., & Drake, C. (2002). Influence of visual setting on sound ratings in an urban environment. Applied acoustics, 63(5), 493-511.

[12] Coensel, B. D., Vanwetswinkel, S., & Botteldooren, D. (2011). Effects of natural sounds on the perception of road traffic noise. *The Journal of the Acoustical Society of America*, *129*(4), EL148-EL153.

[13] ISO, ISO. 12913-1: 2014: Acoustics—Soundscape Part 1: Definition and Conceptual Framework. *ISO: Geneva, Switzerland*, 2014.

[14] Alva, A., Lacasta Palacio, A. M., Bosch González, M., Berigüete Alcántara, F. E., & Rodríguez Cantalapiedra, I. (2023). Real-time monitoring of green roofs in Barcelona. In *II Congreso Nacional y I Congreso Internacional de Escuelas de Ingeniería de Edificación y Arquitectura Técnica* (pp. 498-507).

[15] Tijs, E., Fernandez Comesana, D., & Garcia Escribano, D. (2011). Caracterización de absorbentes acústicos in-situ mediante sonda PU. In *Tecniacústica 2011: 42 Congreso Español de Acústica; Encuentro Ibérico de Acústica; EAA European Symposium on Environmental Acoustics and on Buildings Acoustically Sustainable: Cáceres, 26-28 Octubre 2011.*

[16] Kahl, S., Wood, C. M., Eibl, M., & Klinck, H. (2021). BirdNET: A deep learning solution for avian diversity monitoring. *Ecological Informatics*, *61*, 101236.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

APLICACIÓN "MAESTREADA" DEL MÉTODO DAUMAL, AL PASEO SONORO DEL TECNIACÚSTICA 2023. EL PAISAJE SONORO DE LAS CASAS COLGADAS

Francesc Daumal i Domènech[1], Jerónimo Vida Manzano[2], Sergio Herguedas Campesino[3], Miguel Ausejo Prieto[4]

[1]ETSAB (UPC Barcelona**Tech**)
francesc.daumal@upc.edu
[2] Universidad de Granada
jvida@ugr.es
[3] HEAD acoustics
Sergio.Herguedas@head-acoustics.com
[4] Eurocontrol (Grupo Apave), Madrid, España
mausejo@eurocontrol.es

Resumen
Se expone ahora la aplicación y conclusiones de la experiencia del recorrido del **Método Daumal** —realizado en Cuenca el 19 de octubre del 2023—, ***"Maestreado",*** puesto que las condiciones meteorológicas no permitieron realizar el método normal. Por ello, se varió tanto el recorrido como los tiempos de dedicación de cada participante en las labores de ciego, lazarillo y notario. El método "Maestreado", en grupos muy reducidos, permite al profesor recorrer el itinerario junto a los participantes, induciéndoles preguntas sobre el espacio, los materiales y las fuentes sonoras del mismo. De esta forma, a pesar de la meteorología, los participantes pueden apreciar las características físicas del lugar, sus texturas, así como los sonidos presentes. Se pudieron tomar medidas sonométricas, y con posterioridad —en seco—, se realizaron las encuestas a los participantes para obtener su evaluación subjetiva. A pesar de los inconvenientes, las conclusiones permiten augurar buenos resultados cara a la realización de próximos paseos
Palabras-clave: Paseo Sonoro, Método Daumal, Paisaje sonoro, Aprendizaje acústico, Carácter acústico.

Abstract
The application and conclusions of the experience of the **Daumal Method** tour - carried out in Cuenca on October 19, 2023 -, **"Mastered",** are now presented, since the weather conditions did not allow the normal method to be carried out. For this reason, both the route and the dedication times of each participant in the work of blind man, guide and notary were varied. The "Mastered" method, in very small groups, allows the teacher to walk through the itinerary with the participants, asking them questions about the space, the materials and the sound sources thereof. In this way, despite the weather, participants can appreciate the physical characteristics of the place, its textures, as well as the sounds present. Sonometric measurements could be taken, and subsequently – dry – surveys were carried out on the participants to obtain their subjective evaluation. Despite the drawbacks, the conclusions predict good results for future walks.
Keywords: Sound Walk, Daumal Method, Soundscape, Acoustic Learning, Acoustic Character.

PACS no.: 43.38.Md, 43.50.Lj, 43.50.Qp, 43.50.Sr, 43.50.Rq, 43.66.Lj

1 Introducción

En los Congresos “Tecniacústica 2022 y Tecniacústica 2023”, presentamos las comunicaciones sobre “Protocolos del Método Daumal y Método ISO 12913 para la Prospección del Paisaje Sonoro de Elche. ¿Qué escucha la Dama de Elche?” [1], —antesala para la realización de los dos paseos sonoros por dicha ciudad—, y “Resultados del Paseo Sonoro con el Método Daumal realizado en el Tecniacústica 2022” [2], —antesala del accidentado paseo que nos ocupa—. Estos paseos, destinados a la concienciación de la población sobre la importancia del ambiente acústico, se llevaron a cabo en paralelo a la realización de ambos congresos.

A pesar de encontrarnos sometidos a unas condiciones climatológicas adversas —con lluvia y viento—, decidimos desarrollar el paseo sonoro programado para Cuenca dentro del Tecniacústica 2023.

Y fue claramente “Maestreado”, tutorizado, dirigido, personalizado o inducido, como quiera denominarse, porque los dos únicos grupos que se pudieron formar de tres personas, los acompañamos muy de cerca, ya que a menudo íbamos con capuchas y paraguas, mientras les preguntábamos de una forma muy del Maestro Roncador [3], [4], las características acústicas de los lugares, los materiales y las texturas que encontrábamos en el itinerario.

Por ello, no actuaron con la libertad requerida para el Método Daumal tradicional [5], [6], [7], [8], [9], pero creemos que aprendieron suficientemente lo que debían del recorrido a descubierto y a resguardo, llegando al cimbreante puente de San Pablo donde se ven las casas colgadas. Y con posterioridad, en seco, contestaron las encuestas pertinentes.

2. El Flyer y la nota de prensa

En las Figuras 1 y 2, mostramos el flyer y el cartel anunciando loas paseos sonoros previstos: Método ISO, y método Daumal.



Figuras 1 y 2 – Flyer y Nota de prensa.

3. La visita previa

Jerónimo Vida, Sergio Herguedas y Francesc Daumal, en una visita previa y con la ayuda de Miguel Ausejo, Samuel Quintana y el equipo de la Universidad de Castilla-La Mancha, habíamos definido un recorrido muy estudiado por Cuenca para el paseo con el Método Daumal, y también unas plazas concretas para el Método ISO 12913. En ambos casos, nos asistían los SQobold de HEAD-acoustics, y en el caso de Jerónimo, incluso la cabeza biaural de la misma firma.

El Paseo Sonoro Incluía muchos lugares interesantes, con calles, callejones y plazas, iniciando el recorrido en la Plaza Obispo Valero, en las inmediaciones de la Catedral de Nuestra Señora de Gracia (1.177), primera catedral gótica de Castilla, y La Plaza Mayor con su característico bullicio en las

terrazas exteriores. Luego pasábamos bajo los arcos resonantes y focalizadores del Ayuntamiento, y nos íbamos a buscar el silencio de la Plaza de la Merced, la Calle Santa María y la Plaza Mangana con el mirador, donde podíamos auscultar inclusive su baranda.



Figura 3 – Prospección del recorrido cerca del rio Huecar. Fotografía Vida, J.

Continuábamos por la Calle Alcázar y descendíamos por sus cantos rodados hasta llegar a M. Diego de Varela y la Plaza del Carmen, llegando a la entrada del estacionamiento subterráneo de Torremangana, en la Calle de Alfonso VIII, donde se aprecia perfectamente el efecto túnel.

Luego, era cuestión de descender por el Casco Histórico, cogiendo callejuelas desde la Iglesia de San Felipe Neri o la antigua Iglesia de San Andrés, bajando por la calle Caballeros, y cruzar las plazas, como la del Salvador, cercana a las mismas, desde donde se escuchan perfectamente sus campanas, y seguir descendiendo hasta el puente del Huecar, por la Puerta de Valencia o por la Plaza Cardenal Payá y Calle de los Tintes para escuchar sus magníficos murmullos.

Cruzado este rio, llegaríamos a las plazas de España y por Dr. Fleming al Parque de San Julián, con la glorieta presidiéndola llena de niños jugando al salir de los colegios, y así finalizar el recorrido en esta.

Obviamente, con las dos horas de tiempo que disponíamos en total, cada participante tenía perfectamente más de media hora para realizar las funciones de ciego con suficiente concentración.

Preparamos con mucho esmero este itinerario, y también unas alternativas obvias, pero no nos imaginamos que pasaría una borrasca precisamente durante la celebración del Congreso.

4. Las experiencias breves pero inmersivas de Barcelona, Palma de Mallorca, Zaragoza, y ACUSTICAT en Manresa

Con motivo de las inauguraciones de los centros experienciales de AURAL-WIDEX en Barcelona, Palma de Mallorca y Zaragoza, encargaron realizar unos pequeños paseos con el Método Daumal, [10]. La duración máxima debía ser, en los tres casos, de media hora, por lo que cada uno de los periodistas de los equipos de tres personas que se formaron, solamente disponía de unos diez minutos para realizar las labores de ciego, o de lazarillo, o de auditor. Este hecho, unido a que eran pocos equipos, implicaba que el maestro debía estar muy presente y muy cerca, preguntándoles sobre lo que escuchaban, e incluso haciéndoles observar los sonidos que producía el mobiliario urbano y los objetos y texturas que tocábamos o percutíamos con las extremidades superiores e inferiores.



Figura 4 – Sonrisas presentes en el paseo sonoro para la inauguración del Centro Experiencial AURAL de BCN.

A esta variante del método, en parte realizada en Elche, la denominamos **Maestreada**.

Según el Diccionario de la lengua española (RAE), la definición de Maestrear es: 1. tr. Entender o intervenir con otros, como maestro, en una operación. En este sentido, hemos tomado esta palabra en el doble sentido de la RAE y también, en honor al Maestro Roncador.

Precisamente en Elche, este método permitió que la Concejala escuchara la diferencia entre los retranqueos de una calle, que un participante llegara a diferenciar los siete caños de la fuente de la Plaza de la Glorieta, que otros, por la tarde, escucharan las resonancias de los portales del Ajuntament, y que muchos de ellos acabaran colocando el oído sobre la baranda de la Pasarela del Mercado sobre el rio Vinalopó para percibir la alta gama de vibraciones que transmite y normalmente nos pasa desapercibida.

A su vez, para el paseo sonoro realizado dentro del ACUSTICAT'24 —congreso bianual de acústica de Catalunya—realizado este año en Manresa, solamente disponíamos de una hora para organizar los grupos y efectuar el itinerario con las tres funciones de ciego, lazarillo y notario, por lo que también se utilizó el método "Maestreado" [11].



Figura 5 – Escuchando la focalización en el paseo sonoro Maestreado para el ACUSTICAT de Manresa

5. Los nervios precedentes al paseo

Hubo personas inscritas que me preguntaron hasta el último segundo si se haría el paseo. Al final, yo les dije que no, porque no podía estar pendiente de si cambiaba o no el pronóstico del tiempo. La verdad es que no es lo mismo hacer el paseo con o sin paraguas o capucha, con o sin viento, vigilando no resbalar en las zonas con pendiente descendente. A pesar de ello, me decidí por ir al lugar de encuentro, puesto algunos participantes inscritos podían presentarse —como así sucedió—, a pesar de la lluvia.

Me sabe mal por los amigos que deseaban participar y les dije que no vinieran. Pero creo que era mejor así, porque en el fondo yo padecí bastante por lo que podía pasarnos porque las condiciones no eran óptimas para realizar el evento con suficiente comodidad.

Para los que no pudieron participar esta vez e inclusive para los que se perdieron el paseo por Elche por la razón que fuera, que no se preocupen, que los tendré en cuenta en las próximas ocasiones.

6. La realidad; lluvia y viento

Curiosamente, de los diez inscritos para el paseo, se presentaron tres, y luego aparecieron otros tres fuera de lista, aunque alguno llegó con cierto retraso. Pero este desajuste nos permitió participar en la entrevista que realizó la televisión local en la Plaza Mayor, y que podéis descargaros del CMM media. (*https://www.cmmedia.es/tv/en-profundidad/importancia-sonido-ciudades.html*) y también el programa "En Profundidad" (18/11/2023) (*https://www.cmmedia.es/play/tv/en-profundidad/profundidad-18-11-2023.html*)




Figuras 6 y 7 – Momentos de la entrevista de la CMM en la Plaza Mayor. Fotografías TECNIACUSTICA 2023 y del video de CMM.

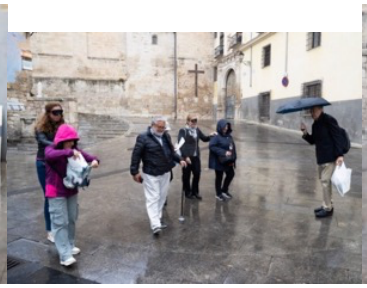
6.1 La acción del Maestro

Daniel J. Alarcón Cabana, de HEAD acoustics, había llegado con su SQobold, mientras, Jerónimo Vida ya estaba realizando sus mediciones y encuestas en la Plaza Mayor. Todo esto nos decidió. Nos encontrábamos en la Plaza del Obispo Valero, cerca de la estatua de Alfonso VIII, a cubierto bajo un pequeño toldo de una tienda de souvenirs. El tiempo no mejoraba, pero tampoco empeoraba —o eso nos imaginamos entonces—, por lo que formamos dos grupos de tres participantes, sorteamos e instruimos al que haría de ciego sobre como colocarse la máscara y las instrucciones para el que realizaba la función de guía y de auditor, y emprendimos la marcha. Al poco empezó a llover más, y aparecieron los paraguas y capuchas. Somos conscientes que así no se debe escuchar el paisaje sonoro, pero, dirigidos muy de cerca, pensamos que seguramente los participantes no saldrían decepcionados. Por eso el nombre de Método Daumal "Maestreado", porqué el Maestro estaba siempre a escasos metros de los participantes, haciéndoles las preguntas pertinentes para que escucharan los sonidos de los materiales, morfologías y acabados arquitectónicos existentes, inclusive de los obstáculos que encontramos en el camino, como las vallas metálicas y andamios de obras, los pasamanos, las maderas de los bancos, las tapas de registro de instalaciones soterradas, los vestíbulos resonantes del museo de las casas colgadas, etc. Podríamos decir que les conducía hacia lo que debían escuchar.




Figuras 8 y 9 – Los equipos 1 y 2. Fotografía TECNIACUSTICA 2023.

Ciertamente, escuchar el paisaje sonoro con la presencia de los impedimentos de paraguas y capuchas no es lo adecuado, y desde aquí quiero hacer constar el gran coraje y disposición que manifestaron todos los que realizaron el itinerario. Las condiciones fueron cambiando con algún instante de menor lluvia y viento, pero no cesó el mal tiempo en todo nuestro recorrido.


Figuras10, 11 y 12 – Los equipos abriendo capuchas o paraguas. Fotografías TECNIACUSTICA 2023.

6.2 El Itinerario Maestreado

Y empezamos a descender por la Calle Canónigos, donde observamos la reverberación del acceso al Museo de Arte Abstracto existente en las casas Colgadas. Pasamos por una reja calada metálica a la izquierda, y un andamio metálico a la derecha, y descendimos por las escaleras con pasamanos tubular metálico, hasta llegar al paso cubierto bajo las casas Colgadas. Allí, los participantes apreciaron la diferente altura del techo, más alta en la entrada, y menor en el siguiente tramo. Adjetivaban sonoramente el espacio; estrecho, ancho, descubierto, cubierto, y otros adjetivos que ellos utilizaron. Nos detuvimos.



Figura 13 – Descendiendo por la calle Canónigos, todos con paraguas. Fotografía TECNIACUSTICA 2023.



Figura 14 – Paseo “Maestreado” a su paso por el Museo de Arte Abstracto. Al fondo las obras, y a la izquierda Daniel grabando. Fotografía TECNIACUSTICA 2023.

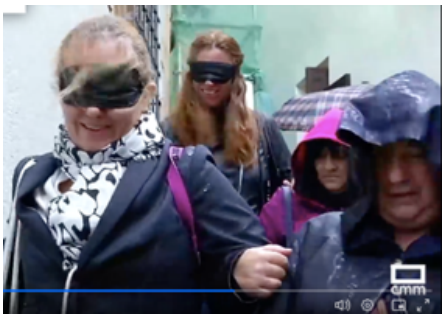


Figura 15 – La sonrisa era, no obstante la lluvia y el viento, muy presente en las invidentes. Fotografía del vídeo de la CMM.



Figura 16 – Bajando la rampa. Fotografía del vídeo de la CMM.



Figura 17 – Entrando en el paso cubierto bajo las Casas Colgadas. Fotografía del vídeo de la CMM.

l Nos alcanzaron los de la TV local (CMM) —lo que nos ha permitido poder mostrar más imágenes—, y nos grabaron realizando el paseo bajo el paso cubierto de las casas Colgadas. Allí hicimos el primer cambio de roles. Ahora el que hacía de lazarillo hace de ciego, y el notario de guía. Mientras, los de la CMM hacen entrevista y graban a Daniel de Head acoustics, mientras realiza sus registros sonoros.



Figura 18 – A resguardo en el paso bajo las Casas Colgadas. Fotografía del vídeo de la CMM.

Después de la pausa, salimos hacia el puente. La fuente a la izquierda, casi no se aprecia por el viento y la lluvia, pero insisto, los aproximo a ella y la perciben. Seguimos bajando y los pies notan el metal de las tapas de registro de instalaciones subterráneas, y de las rejas de recogida de aguas pluviales.

Aprecian la presencia de la pared de piedra alta a la izquierda, mientras que a la derecha solamente existe la baranda de piedra, y detrás el espacio es muy abierto. Pueden adjetivar esta diferencia espacial.

Llegamos al puente de San Pablo, de hierro y madera (1902), ahora con la baranda metálica calada. Todo —lluvia, viento, sonidos de entrechocar de hojas y ramas—, nos invade. Por la meteorología, no me atrevo a que recorran un tramo del mismo. Salimos del puente, nos resguardamos en un refugio bajo la roca, ahora el sonido solo es frontal.

Continuamos bajando por C/Canónigos. Al llegar al monumento Pastor de las Huesas, nos desviamos por un camino de tierra a la izquierda, y lo recorremos durante unos minutos. Les hago observar la diferencia de pavimento; empedrado, asfaltado, tierra, y aclaro que los ciegos, cuando notan

arenilla en la ciudad normalmente pavimentada, piensan en una zona de obras, y por lo tanto la arenilla es una señal de peligro. Escuchamos la lluvia en la vegetación. Damos por finalizado el tramo 2 debido a que no disminuye la lluvia, y volvemos hacia atrás. Una participante desea continuar haciendo el trayecto como ciega.

Subimos y ahora Maestreamos más: percutimos en una papelera, en los tubos metálicos de protección de instalaciones, en las maderas del banco, en los paneles del anuncio, y en las tapas metálicas de registro de instalaciones. Los participantes responden lo que pueden, pero casi siempre aciertan el material; hierro, madera, plástico o cristal. Eso los educa y también les distrae de las inclemencias del tiempo. Perciben la diferencia entre los sonidos procedentes de la derecha —pared de piedra—, e izquierda —baranda de piedra con canto redondeado, y luego paisaje abierto—. Volvemos a pasar por el pequeño túnel, donde por última vez cambian los papeles.

Nuevamente encontramos la entrada del Museo de Arte Abstracto. Es un espacio resonante. El Maestro entra para demostrar su reverberación, pero los demás no, porqué está el guarda dentro.

Muy cerca, en la misma mano, hay una casa con el portal ahora abierto. Huele a obra. Resuena, pero el Maestro no los hace entrar al ser un espacio privado y del cual desconocemos su seguridad. Volvemos sobre nuestros pasos y llegamos al origen. Finalizamos la experiencia y nos despedimos.

La Figura 19 muestra el recorrido final realizado.



Figura 19 – Recorrido realizado en Cuenca. Fuente: Daumal sobre Google

7. Valores del SQobold

HEAD acoustics nos ha facilitado esta tabla 1 con los diferentes valores de los cuatro puntos de las estaciones del recorrido, obtenidos mediante el registrador SQobold.

Tabla 1 – valores medidos por HEAD acoustics en los puntos 1 al 4 (Estatua Alfonso VIII, Casas Colgadas, Puente de San Pablo, y Paseo del Huecar)

		Punto 1 - Estátua Alfons		Punto 1 - Estátua Alfons		Punto 1 - Estátua Alfons		Punto 2 - Casas Colgada		Punto 2 - Casas Colgada		Punto 2 - Casas Colgada		Punto 3 - Puente de San		Punto 3 - Puente de San		Punto 3 - Puente de San		Punto 4 - Paseo del Hué		Punto 4 - Paseo del Hué		Punto 4 - Paseo del Hué	
		Left		Right		Combined	Binaural Left	Left		Right		Combined	Binaural Left	Left		Right		Combined	Binaural Left	Left		Right		Combined	Binaural Left
Level vs. Tir	L(A)	61,65	dB(SPL)	59,98	dB(SPL)			67,14	dB(SPL)	64,9	dB(SPL)			79,72	dB(SPL)	76,01	dB(SPL)			64,31	dB(SPL)	63,8	dB(SPL)		
Fluctuation	F10	0,0388	vacil	0,0295	vacil			0,101	vacil	0,0865	vacil			0,0453	vacil	0,0341	vacil			0,105	vacil	0,0847	vacil		
Fluctuation	F50	0,0181	vacil	0,0134	vacil			0,0422	vacil	0,0323	vacil			0,017	vacil	0,019	vacil			0,0495	vacil	0,0418	vacil		
Fluctuation	F	0,022	vacil	0,0169	vacil			0,0514	vacil	0,0418	vacil			0,0242	vacil	0,0223	vacil			0,0579	vacil	0,0481	vacil		
Loudness A	N	17,1	soneGF	15,4	soneGF			24,8	soneGF	21,5	soneGF			52	soneGF	40,4	soneGF			18,5	soneGF	17,9	soneGF		
Loudness C	Avg.cubic	14,1	soneGF	13,4	soneGF			20,5	soneGF	18	soneGF			49,5	soneGF	38,7	soneGF			13,9	soneGF	14	soneGF		
Loudness, F	N95	8,43	soneGF	8,16	soneGF			13	soneGF	12,5	soneGF			28,9	soneGF	23,5	soneGF			9,99	soneGF	10,2	soneGF		
Loudness, F	N5/N95	2,3		2,22				2,35		2,01				2,34		2,26				1,86		1,77			
Loudness, F	N5	19,3	soneGF	18,2	soneGF			30,6	soneGF	25,1	soneGF			67,5	soneGF	53,1	soneGF			18,6	soneGF	18,1	soneGF		
Roughness	R10					0,303	asper					0,372	asper					0,542	asper					0,843	asper
Roughness	R50					0,184	asper					0,188	asper					0,39	asper					0,506	asper
Roughness	R [0.3-168 s]					0,303	asper																		
Roughness	R [0.3-188 s]											0,372	asper												
Roughness	R [0.3-180 s]																	0,542	asper					0,841	asper
Sharpness,	S5	1,4	acum	1,4	acum			1,64	acum	1,57	acum			1,06	acum	1,06	acum			1,65	acum	1,62	acum		
Sharpness,	S95	0,895	acum	0,898	acum			0,825	acum	0,957	acum			0,767	acum	0,763	acum			1,34	acum	1,34	acum		
Sharpness,	S	1,16	acum	1,17	acum			1,3	acum	1,29	acum			0,916	acum	0,907	acum			1,5	acum	1,48	acum		
Sound Pres	L(A)	61,65	dB(SPL)	59,99	dB(SPL)			67,14	dB(SPL)	64,9	dB(SPL)			79,7	dB(SPL)	76	dB(SPL)			64,31	dB(SPL)	63,79	dB(SPL)		
Sound Pres	L(C)	79,22	dB(SPL)	78,84	dB(SPL)			87,03	dB(SPL)	84,74	dB(SPL)			97,09	dB(SPL)	96,3	dB(SPL)			68	dB(SPL)	68,19	dB(SPL)		
Sound Pres	L95(A)	52,26	dB(SPL)	50,68	dB(SPL)			58,28	dB(SPL)	57,53	dB(SPL)			70,85	dB(SPL)	67,07	dB(SPL)			55,79	dB(SPL)	55,79	dB(SPL)		
Sound Pres	L5(A)	65,33	dB(SPL)	63,94	dB(SPL)			73,22	dB(SPL)	70,33	dB(SPL)			84,56	dB(SPL)	80,73	dB(SPL)			69,57	dB(SPL)	68,52	dB(SPL)		

Como podemos observar, los valores de L(A) fluctúan entre 59,99 y 79,7 dB(SPL), mientras que el L5(A) lo hace entre 63,94 y 84,56, así como los del L95(A) están entre 50,68 y 70,85.

8. Las encuestas y sus resultados

Como hemos comentado, en el paseo sonoro han participado seis personas, y se han recogido cinco encuestas, ya que debido a la lluvia se rellenaron y entregaron al día siguiente, correspondiente a la última jornada del congreso. La secta persona, que era residente en Cuenca, lamentablemente no pudo contactarse. Normalmente, las encuestas deben rellenarse tras el recorrido, pero pensamos que los participantes ya habían demostrado su resistencia a la lluvia y al viento, y era mejor hacerlo luego. Se considera que este hecho no es significativo, puesto que rellenarlo al finalizar el recorrido, debido a las condiciones meteorológicas presentes, podía afectar negativamente el resultado.

Las notas, de forma similar a los resultados del paseo por Elche, se han calculado por el procedimiento de la media ponderada; sumando los productos de las respuestas en cada una de las cinco casillas, por la calificación de 0 para totalmente en desacuerdo, 2,5 para algo en desacuerdo, 5 para ni de acuerdo ni en desacuerdo, 7,5 para parcialmente de acuerdo, y 10 para totalmente de acuerdo, y dividiendo por el número de respuestas.

De esta forma, si todos están en desacuerdo, la nota es un 0, y si todos están totalmente de acuerdo, resulta un 10. En los restantes casos las notas quedan afectadas por lo pesos de cada respuesta.

8.1. Respuestas a la Parte A

La parte A corresponde a los aspectos sociológicos y del estado anímico de cada participante, con edades comprendidas entre 46 y 73 años, con un promedio de 60 años. Se han contabilizado 4 mujeres y 1 hombre, La condición laboral resulta de 4 empleados y 1 jubilada. Y respecto al nivel de estudios, en total se obtiene; 1 Empresa, 2 Licenciados y 2 Doctorados.

Pasamos luego a las cuestiones establecidas por la Organización Mundial de la Salud relativas al estado anímico de cada individuo durante las últimas dos unas semanas antes de la experiencia, consistentes en “si se ha sentido alegre y de buen humor”, a la que, sobre diez, se ha obtenido un **4,8**, “si se ha sentido tranquilo y relajado”, destacando con un resultado de **5,2**, “si se ha sentido activo y enérgico”, con un **6**, “si se ha despertado fresco y descansado, obteniéndose también un **6**, y finalmente “si su vida cotidiana ha estado llena de cosas que le interesan”, con el mejor resultado del **6,8**. Obsérvese que en este caso son seis las casillas, que oscilan desde “todo el tiempo” hasta “nunca”.

8.2. Respuestas a la Parte B. Encuesta específica del Itinerario Dinámico y Estático

Aspectos B.1 Generales

“La experiencia de hacer de ciego le permite escuchar mejor la ciudad y los edificios” le corresponde un **10**. Confirma la importancia en mantener y extender este método en otras poblaciones. (En Elche, esta pregunta obtuvo la máxima calificación con un **9,1** y en el grupo T2 obtuvo un **9,5**).

Los resultados de Elche los mostraremos para su comparación en color rojo y entre corchetes.

Empatan con la anterior otras dos preguntas. La pregunta importante “Para su formación, un ingeniero acústico debería hacer un recorrido como ciego mediante este método”, con un **10** (**8,3**), y la relativa a “Con los ojos vendados se puede adjetivar mejor la acústica de los espacios”, obteniendo también un **10** (**8,2**).

Les sigue la pregunta “Algunos sonidos deberían formar parte del patrimonio Cultural Inmaterial Sonoro de Cuenca”, con un **9**, que en este caso muestra una gran aceptación respecto a los resultados de Elche (**5,3**). Y le sigue “Me ha sorprendido gratamente algún sonido”, en que la calificación baja al notable **8,5** (**7,5**). A la hora de responder cuál es este sonido, indican la madera, voz callejones, lluvia y viento, mientras que en Elche era la fuente, los pájaros y las pisadas.

"En general dominan los sonidos agradables", obtiene un **8**, mientras que en Elche aprobó con un (**6**). "He observado signos sonoros dignos de preservar" que obtiene **7** que en Elche suspendió con un (**4,6**).

Con aprobados les siguen "En general los sonidos son muy fuertes" con un **6,5** contrastando con el suspenso otorgado en Elche (**3,75**). Quizás el alto volumen de los sonidos venga motivado por la presencia de la lluvia durante el recorrido, o la inducción del método por mis preguntas directas."Creo que este itinerario y sus estaciones muestran la belleza del lugar", ha obtenido una calificación solamente de aprobado de **6,5**, exactamente igual que en Elche (**6,5**)."Definiría el paisaje sonoro escuchado como una sinfonía musical", curiosamente ahora obtiene un **6,5** mientras que en Elche casi nadie estuvo de acuerdo con esta afirmación, ya que el resultado fue de **2,2**, por lo que el Método Daumal respecto el Mastreado puede contradecirse con las teorías de Murray Schafer y Hildegard Westerkamp. Y también con la misma calificación de **6,5** tenemos a "los sonidos molestos ocultan a los agradables" (**8,61**). Continuamos con aprobados para "El recorrido muestra claramente el carácter sonoro de Cuenca", con un **5,5**, (**6,11**).

Todavía con aprobado **6** resulta para "Definiría este itinerario sonoro como tranquilo", saca una nota comparable a la de Elche (donde obtuvo un **5,55** seguramente influenciado por la presencia de calles con tránsito rodado).

Y en suspensos clarísimos tenemos "Creo que con mi presencia, influyo en el paisaje sonoro del lugar", con un **4,4** (**5,27**). "Pasé mucho miedo" obtiene un **1,5** (**0,55**), que indica que han realizado la actividad como ciegos de forma bastante relajada a pesar de la afectación por las inclemencias del tiempo —a pesar de ello, algún participante pasó algo de miedo. Y para finalizar, todos los participantes en la encuesta expresaron unánimemente que, al ser foráneos, daban un **0** a "Frecuento este lugar", (**1,25**).

Aspectos B.2 del itinerario dinámico (al andar), y B.3 al pararse (estático)

En este caso las preguntas consisten en los cinco casos comprendidos entre sonido "muy dominante" a "no domina nada", y los temas son el ruido de tráfico (coches, autobuses, motocicletas, metropolitano, etc.), otros ruidos (construcción, industria, sirenas, carga de mercancía, actividades como bares, talleres, negocios, etc.), sonidos de otras personas (conversaciones, risas, niños jugando, caminar, etc.), sonidos naturales (canto de pájaros, agua en movimiento, viento en vegetación, etc.), sonidos de marcas (campanas, campanillas, cencerros, aldabas, cascabeles, etc.), sonidos musicales (instrumentos, cantos, música, etc.), sonidos gremiales (alfarero, carpintero, palmero, afilador, butanero, etc.), y por último sonidos informativos (marcha atrás, radio/televisión, etc.).

En general las respuestas son siempre suspensos, salvo la correspondiente a sonidos naturales, que obtiene un **9** seguramente por la presencia de la lluvia y el viento, y la presencia de las marcas sonoras, que aprueba justito con un **5.**

8.3. Respuestas a la parte C de observaciones finales

Con sobresaliente máximo, resultan tres preguntas; "El método Daumal me ha servido para mi educación auditiva" ha obtenido un **10** (**8,3**, aunque por la tarde, con la presencia del Maestro Roncador, el grupo T2 de Elche obtuvo un **9,5**). Lo mismo ocurre con "Recomendaría a mis amistades y familiares realizar estos paseos sonoros" **10** (**9,02**, y por la tarde un **10**), "Volvería a repetir con los ojos vendados este itinerario" Obtiene un **10** (**7,4** en total, mientras que para el T2 resultó un **9,5**).

Continuando con sobresaliente tenemos "Ahora soy más consciente de la importancia de los sonidos de la ciudad", **9,5** (**7,5**, y **8,5** los del grupo T2).

Por último, y con notable alto tenemos las preguntas "Realizado el paseo sonoro, considero que el sentido del oído está infravalorado", **8,5** (**8,19**, igual al T2). "Considero que el Ayuntamiento debería hacer itinerarios parecidos para cada barrio de Cuenca", **8,5** (**7**, y los del T2 dieron **8,5**).

9. Conclusiones finales

Salvo algún tramo del recorrido, lo podemos definir como bastante tranquilo, con niveles sonoros no muy altos, que para el L95(A) se sitúan entre 50,68 y 70,85 dB(SPL).

Y Respecto las notas de la encuesta, por orden de calificación más altos, corresponden a:

Cinco Excelentes: 10: "La experiencia de hacer de ciego le permite escuchar mejor la ciudad y los edificios", "Para su formación, un ingeniero acústico debería hacer un recorrido como ciego mediante este método", "Con los ojos vendados se puede adjetivar mejor la acústica de los espacios", "El método Daumal me ha servido para mi educación auditiva", "Recomendaría a mis amistades y familiares realizar estos paseos sonoros", y "Volvería a repetir con los ojos vendados este itinerario" Se ha observado que una participante ha repetido la experiencia tanto en Elche como en Cuenca.

Dos Sobresalientes: 9,5 "Ahora soy más consciente de la importancia de los sonidos de la ciudad". y **9** "Algunos sonidos deberían formar parte del patrimonio Cultural Inmaterial Sonoro de Cuenca".

Tres notables 8,5 "Realizado el paseo sonoro, considero que el sentido del oído está infravalorado", "Considero que el Ayuntamiento debería hacer itinerarios parecidos para cada barrio de Cuenca". "Me ha sorprendido gratamente algún sonido". Y un **8** "En general dominan los sonidos agradables",

Como **conclusión final**, se observa que con el método Daumal Maestreado, a pesar de las inclemencias del tiempo, los participantes, en sus papeles de ciego, lazarillo y auditor, al ser interrogados en todo momento por el Maestro, se muestran más activos, integrándose mejor con la acústica de la arquitectura por la que realizan el itinerario, llegando así a reconocer mejor las formas, texturas y materiales que lo conforman.

10. Bibliografía

[1] Daumal i Domènech, F., Vida, J. y Herguedas Campesino, S., "Protocolos del Método Daumal y Método ISO 12913 para la prospección del paisaje sonoro de Elche. ¿Qué escucha la Dama de Elche?" Comunicaciones del 53º Congreso de Acústica, Tecniacústica 2022, Elche, ID-79, Sociedad Española de Acústica, (2022), (*https://documentacion.sea-acustica.es/publicaciones/Elche22/ID-79.pdf*)

[2] Daumal i Domènech, F., Vida, J. Ausejo, M. y Herguedas Campesino, S., "Resultados del Paseo Sonoro con el Método Daumal realizado en el Tecniacústica 2022. El Paisaje Sonoro de la Dama de Elche" Comunicaciones del 54º Congreso de Acústica, Tecniacústica 2023, Cuenca, Sociedad Española de Acústica, (2023), (*https://documentacion.sea-acustica.es/publicaciones/Cuenca23/Abs_43.pdf*)

[3] Daumal i Domènech, F. "Maestro Roncador", Sociedad Española de Acústica, **ISBN** 978-84-87985-24-9 **Depósito legal:** M-20821-2014, (2014). (*http://www.sea-acustica.es/fileadmin/publicaciones/libro_maestro_roncador.pd)*

[4] Daumal i Domènech, F. Paisajes sonoros del Maestro Roncador. Madrid: Sociedad Española de Acústica, 2020. ISBN 978-84-87985-32-4. **URI (***http://hdl.handle.net/2117/366686***) ISBN**978-84-87985-32-4 **Versión del editor (***http://www.sea-acustica.es/fileadmin/Libros/Maestro_roncador.pdf***)**

[5] Daumal i Domènech, F. "Deriva sonora a ciegas" Revista de Acústica, Vol. 50, Nº 3 y 4. 3º y 4º Trimestre 2019, ISSN versión impresa: 0210-3680 versión digital: 2254-2396. Madrid. Apartado Día Internacional de concienciación sobre el Ruido. p 59 - 62. (2019).

[6] Daumal i Domènech, F. Piguillem, N., Díaz N., "Learning the soundscape in urban and architectural itinerary: Listening Barcelona blindfolded" 22nd International Congress on Acoustics, Soundscape: FIA2016-122, Sociedad Argentina de Acústica. Buenos Aires, (2016).

[7] Daumal i Domènech, F., de Gortari, J. “El ciego, el lazarillo y el escriba-auditor (método para aprender el paisaje sonoro de la ciudad” 41º Congreso Nacional de Acústica, Sociedad Española de Acústica. León, (2010).
[8] Daumal i Domènech, F Desembre 2022, Capítulo de Libro: JIDA 9. Textos de Arquitectura, Docencia e Innovación, “Método Daumal. Estudio —a ciegas— del paisaje sonoro en la Arquitectura y la Ciudad”. T.02-MA-04-IE.01, Autores: AAVV (dirección Daniel García-Escudero y Berta Barti i Milà) Editor: RU books / IDP-UPC, ISBN: 978-84-19184-44-3; 978-84-123142-4-3. Pgs. 72 a 87. (2022).
[9] Daumal i Domènech, F. “Aplicabilidad del Método Daumal de itinerario acústico sin visión, para el reconocimiento del paisaje sonoro de las ciudades”. VII JAAS; Jornadas de Acustica Audio y Sonido, 2-3 noviembre 2023, Universidad Nacional Tres de Febrero, Buenos Aires, Argentina, (2023) (*www.jaas.untref.edu.ar*)
(*https://www.jaas.untref.edu.ar/es/presentaciones-2023)*
[10] AURAL, “Un paseo sonoro para presentar nuestro primer centro auditivo experiencial de Barcelona”, Blog de AURAL, (2023).
(*https://www.aural.es/blog/un-paseo-sonoro-para-presentar-nuestro-primer-centro-auditivo-experiencial-de-barcelona*)
[11] Daumal i Domènech, F. “Passeig Sonor”, Congreso ACUSTICAT’2024, Manresa, (2024).
(*https://www.congresacusti.cat/activitat*)

SE 9

Acústica aplicada em Engenharia Biomédica

Acústica aplicada en Ingeniería Biomédica

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

IMPACTO DE LAS ALARMAS NORMALIZADAS EN LA INCUBADORA NEONATAL"

***Francisco Fernández-Zacarías*[1]; Serrat González, Kim[2]; *Ricardo Hernández-Molina*[3]**

[1]Acoustic Engineering Laboratory, University of Cádiz, Cádiz; CASEM Building; Puerto Real Campus; Cadiz University; Avenue of the University of Cádiz s/n; 11515 Puerto Real, Cádiz. Telephones: + 34 956 019108, Spain. {francisco.fernandez@gm.uca.es}
[2]Freelance Acústico, Paseo Costa de la Luz nº 6, CP_11550, Chipiona, Cádiz, España, 675621514, kim@nomasruido.com}
[3]Acoustic Engineering Laboratory, University of Cádiz,{ricardo.hernandez@uca.es}

Resumen
Objetivo: Los resultados de estudios realizados hasta la fecha demuestran que las alarmas de las incubadoras elevan el nivel de presión sonora en su interior y, dependiendo del modelo, pueden alcanzar incrementos de hasta 10 dBA. La norma que define los sonidos de las alarmas de las incubadoras actualmente es la IEC 60601-1-8:2006/AMD2:2020.
Debido a que el prematuro va desarrollando su capacidad auditiva paulatinamente desde su nacimiento, este trabajo propone, no sólo la modificación de la norma, sino un sistema de adecuación de los tonos de las alarmas para el caso de incubadoras, en función de la semana de gestación del prematuro, procurando que los tonos que se generen no interfieran en el desarrollo auditivo del prematuro, evitando posibles alteraciones futuras.
Resultados: Algunas investigaciones han determinado cuales son las frecuencias que puede detectar el prematuro en función del tiempo de gestación, por tanto, es posible definir una programación en el sistema de control de las incubadoras que establezcan las bandas de frecuencias de funcionamiento de la alarma en función de las semanas que tiene el neonato. Sin embargo, la normativa IEC 60601-1-8:2006/AMD2:2020 define el ancho de banda para los tonos de frecuencia fundamental entre 150 y 1000 hz, llegando los armónicos hasta los 4000 hz.
Conclusiones: Esta restricción de la norma representa un problema que es necesario corregir, puesto que las investigaciones demuestran que pueden percibir sonidos, en función de la semana de gestación, hasta los 4 khz, y proponemos evitar emitir en las bandas más perjudiciales para el neonato.

Palabras clave: neonatos, alarmas, incubadoras neonatales, tonos, frecuencias fundamentales

Abstract
Objective: The results of studies carried out to date demonstrate that incubator alarms raise the sound pressure level inside and, depending on the model, can reach increases of up to 10 dBA. The standard that currently defines incubator alarm sounds is IEC 60601-1-8:2006/AMD2:2020. Because the premature baby develops his hearing capacity gradually from birth, this work proposes, not only the modification of the norm, but also a system for adjusting the alarm tones, in the case of incubators, depending on the week. of gestation of the premature baby, ensuring that the tones at which they are generated do not interfere with the hearing development of the premature baby, avoiding potential future alterations.
Results: Some research has determined which frequencies can be detected by the premature infant depending on the gestation time, therefore, it is possible to define programming in the incubator control system that establishes the alarm operating frequency bands in depending on how many weeks the newborn is. However, the IEC 60601-1-8:2006/AMD2:2020 standard defines the

bandwidth for fundamental frequency tones between 150 and 1000 Hz, with harmonics reaching up to 4000 Hz.
Conclusions: This restriction of the norm represents a problem that needs to be corrected, since research shows that they can perceive sounds, depending on the week of gestation, up to 4 kHz, and we propose to avoid emitting in the bands that are most harmful to the neonate.

Keywords: neonates, alarms, neonatal incubators, tones, fundamental frequencies

1. Introducción

Diversos estudios publicados describen los problemas fisiológicos y potencialmente sicológicos inherente al ruido a que están sometidos los neonatos prematuros en Unidades de Cuidados Intensivos Neonatales (UCIN), en este sentido se puede citar los trabajos de [1], [2].

También se conoce el espectro de ruido que más afecta al neonato prematuro y, por tanto, cual es el ancho de banda que se ha de evitar o vigilar, con independencia del nivel máximo de ruido que sea necesario acotar en banda ancha., En este sentido, los recién nacidos pre-termino presentan un grave riesgo de pérdida de audición sensitivo neural y posibles trastornos en el desarrollo del lenguaje [3], [4], durante el tercer trimestre el rango de sensibilidad auditiva esta acotado entre los 500 Hz y los 1000 Hz, que va aumentando con el desarrollo fisiológico adecuado con el objetivo de alcanzar la capacidad de un recién nacido a término, cuya capacidad auditiva se encuentra entre los 400 Hz y los 4 kHz, es decir, los sonidos dentro del rango de la percepción del habla [5].

Por lo tanto, se ha de tener en cuenta que, el ambiente fetal define las condiciones de referencia y el objetivo a alcanzar para que el neonato tenga las condiciones de confort adecuadas, similares a las del útero materno [6], hasta el desarrollo fisiológico completo que, aunque no se alcanza hasta al menos un año después del nacimiento, contemple al menos todas las estructuras esenciales que se perciben alrededor de las 25 semanas de gestación [7].

El ambiente sonoro en el interior del útero está conformado por sonidos rítmicos, estructurados y que provienen fundamentalmente de la madre. La intensidad del sonido, según varios autores se encuentra en torno a los 70/85 dBA [8] con un claro predominio de las frecuencias bajas frente a las altas, que se atenúan cuando alcanzan la cavidad intrauterina, es decir, 20 dBA a 50Hz frente a 70 dBA a 4kHz [9]. Según estos estudios es muy probable que el feto esté expuesto a valores despreciables por encima de los 1000Hz [10].

En cualquier caso, no es sencillo hacer desaparecer el ruido de una UCIN, el sistema es algo más complejo de lo que puede aparentar a priori. Al tratarse de un proceso totalmente transversal, que atañe a muchos agentes implicados, para que este proceso termine dando resultados fiables, todos los implicados han de ser consciente de la complejidad del problema y, por ello, se han de comprometer: (i) el personal sanitario, (ii) los fabricantes de equipos médicos, (iii), los diseñadores de UCIN, (iv) los familiares durante las visitas y (v) los investigadores [11].

De entre las diversas fuentes ruidosas que existen en una UCIN, la incubadora adquiere especial relevancia, debido a que un diseño apropiado podría disminuir no sólo la emisión de ruido, sino también la inmisión de este. Pero la situación puede mejorar o empeorar si en el diseño de una UCIN no se tiene en cuenta cómo se comportan las fuentes ruidosas. Por tanto, hemos de definir qué parámetros son necesario tener en cuenta para caracterizar una fuente de sonido [12], y uno de los parámetros representa las características del sonido en sí mismo, es decir, el ancho de banda que cubre y la amplitud del sonido.

Teniendo en cuenta cuales son las frecuencias que puede detectar el prematuro en función del tiempo de nacimiento, es posible definir una programación en el sistema de control de las incubadoras que establezcan las bandas de frecuencias de funcionamiento de la alarma en función de las semanas que tiene el feto. Sin embargo, el estándar de diseño alarmas de incubadoras define los tonos de frecuencia fundamental de las alarmas entre 150 y 1000 Hz, exigiendo al menos 4 armónicos entre los 300 Hz y los 4000 Hz (figura 1), siendo el nivel de presión sonora relativo de estos armónicos de ±15 dB respecto al tono fundamental. Este requisito de la norma representa un problema que hay que abordar alcanzando una solución coherente, sobre todo teniendo en

cuenta que las investigaciones han demostrado que el prematuro va incrementando su capacidad auditiva en función de las semanas desde su nacimiento hasta los 4 kHz. A priori puede parecer que el ancho de banda en el que la norma propone las alarmas está diseñado para que la oigan los pacientes de las incubadoras en lugar del personal sanitario. La solución sencilla implicaría todo lo contrario, evitar que las alarmas funcionasen en la banda de frecuencia que molesta al prematuro.

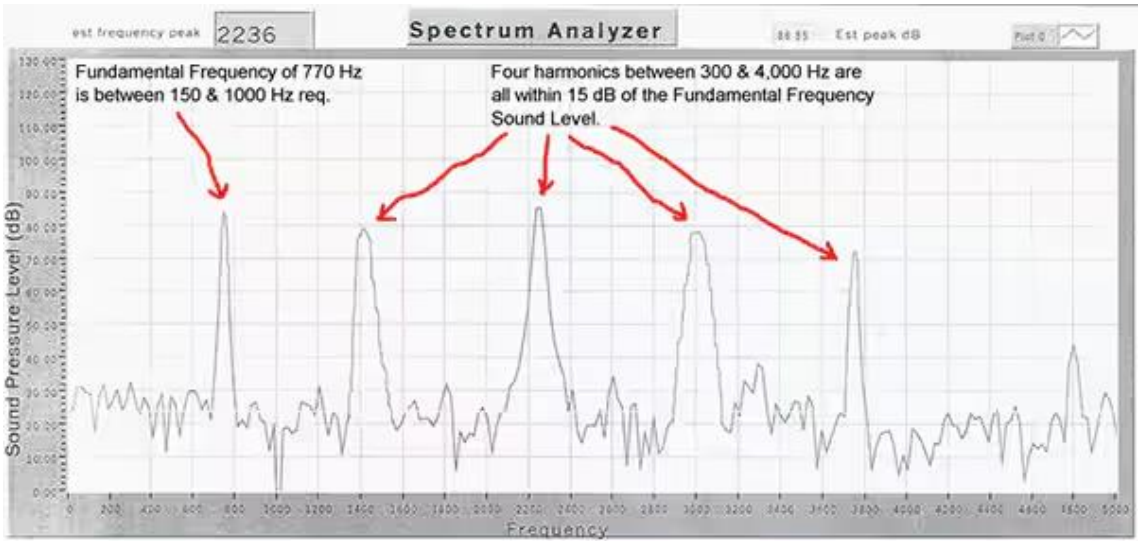


Figura 1: La norma IEC 60601-1-8 permite tonos con frecuencia fundamental entre 150 y 1000 Hz, y al menos 4 armónicos dentro de los 15 dB de la amplitud de la frecuencia fundamental. (Fuente: Mallory Sonalert Products)

La versión del estándar [13] IEC 60601-1-8: 2006, [14] (EN 60601-1-8: 2007, UNE EN 60601-1-8: 2008), establece su Anexo F que las alarmas auditivas deben tener características de melodía musical, y en sus tablas 3 y 4 definen que el pulso debe tener su frecuencia fundamental entre 150 y 1000 Hz y al menos cuatro armónicos de 300 a 4000 Hz (figura 1). También establece entre otras características, como que el nivel de presión sonora de los armónicos debe estar dentro de ±15 dB de la amplitud de la frecuencia fundamental y que la duración del pulso, según sea una alarma de prioridad alta, media o baja. Para el oído, la frecuencia fundamental más los cuatro armónicos mezclados simultáneamente sería como escuchar cuatro tonos diferentes al mismo tiempo.

Según el anexo F de dicho estándar, en el caso de la alarma de temperatura y suministro de energía para incubadoras de neonatos se representaba con notas musicales “c d e” para prioridad media y “c d e – f g” para prioridad alta, para incubadoras fabricadas antes de 2020. Estas notas pueden corresponder a prioridad media {“c4 = 261 Hz, d4 = 293 Hz, e4 = 329 Hz” o “c5 = 523 Hz, d5 = 587 Hz, e5 = 657 Hz”}, y para prioridad alta {“c4 = 261 Hz, d4 = 293 Hz, e4 = 329 Hz – f4 =349 Hz, g4 = 392 Hz” o “c5 = 523 Hz, d5 = 587 Hz, e5 = 657 Hz, f5 = 698 Hz, g5 = 784 Hz”}

El estándar IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020 modificó los requisitos relativos al sonido (melodía musical) de una alarma, sustituyendo el Anexo F (melodías de alarma específicas, figura 2) por el Anexo G (Sonidos de alarma, ficheros. “wav” online de calidad dudosa). Estos sonidos del anexo G para la alarma de temperatura se llaman “temperatura.wav” y de fallo “failure.wav”. La razón de este cambio fue debido a que los tonos de melodía del Anexo F no se podían distinguir muy bien entre sí en situaciones médicas reales, de hecho, [15]Bolton et al realizó experimentos para determinar cuándo y cómo pueden estar total y parcialmente enmascarados.

SOURCE of the ALARM CONDITION	AUDITORY ICON metaphor	AUDITORY ICON description	File name of AUDITORY ICON
General	none	none	—
Cardiovascular	"Lup-dup" ; heartbeat sound	A stylized, square/triangle wave-based " heartbeat" sound with no discernible frequency. Six PULSES formed from three 2- PULSE "lup-dup" sequences	**cardiovascular.wav**
Artificial perfusion	Liquid disturbance, water churning, bubbles	Two approximately 1 s sequences of a strong water bubbling sound, separated by silence	**perfusion.wav**
Ventilation	A single inhale followed by an exhale	A 1 s inhaling sound (like white noise), followed by a 0.5 s gap, followed by a slow exhale with a long tail	**ventilation.wav**
Oxygenation	Irregular, stylized dripping/saturation	Stylized irregular temporal pattern with some discernible pitch; a two-tone sequence superimposed on the six-tone pattern	**oxygenation.wav**
Temperature/energy delivery	Whistling kettle	Complex sound including high frequency harmonics, rising slowly over approximately 2 s	**temperature.wav**
Drug or fluid delivery/administration	Shaking pill bottle	Two 0.8 s sequences of a 4-rattle shaking sound	**drug_delivery.wav**
Equipment or supply failure	Starting up a motor that shuts down suddenly	Spectrally complex sound of a motor revving up (increasing in frequency) over approximately 1.2 s then an abrupt stop tailing off for approximately 0.5 s	**failure.wav**

Figura 2. Tabla que define las melodías específicas para las alarmas según la última edición del estándar. Fuente: Johner Insititute. EC 60601-1-8: 12 steps back to conformity

Sin embargo, en lo que respecta a las alarmas audibles el estándar no cambió, las Tablas 3 y 4 del anterior estándar se trasladó tal cual al estándar IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020 (figura 1). Es decir, que todas las características de frecuencias y amplitud y duración no cambiaron en absoluto.

Por otro lado, aunque la norma no define el nivel del tono fundamental, sino el valor relativo de los armónicos respecto al tono fundamental, según GlobalSpec en la práctica, se recomienda que el nivel de sonido de la alarma esté al menos entre 6 dB y 10 dB por encima del nivel de ruido ambiental de fondo. Sin embargo, esto no hace más que agravar el problema que se está intentando solventar, y supone un verdadero problema para el paciente. Se ha de recordar que los estudios realizados demuestran que las alarmas de la incubadora elevan el nivel de presión sonora en el interior de esta, pudiendo alcanzar, según el modelo, incrementos de hasta valores 10 dB [16]. No cabe duda de que el neonato puede cerrar los ojos, pero no puede apagar los oídos.

Cabe señalar además que se espera la adopción de una modificación del Anexo G en la nueva IEC 60601-1-8 para 2024.

Por lo tanto, en este trabajo se propone analizar los tonos de las incubadoras según especificaciones del estándar IEC 60601-1-8: 2006 (EN 60601-1-8: 2007, UNE EN 60601-1-8: 2008) y del estándar IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020, realizar una comparativa entre ambos para verificar si se han aportado mejoras en la versión más reciente, respecto a la dosis de ruido que recibe el paciente en aquellas bandas de frecuencia que suponen mayor trastorno para el

adecuado desarrollo del prematuro. Así mismo, analizar posibles mejoras que se puedan incorporar en futuras ediciones del estándar.

2. Metodología

Para la realización de este experimento se ha empleado los siguientes recursos:

a) Equipo de medida Brüel & Kjaer 2270.
b) Camara semianecoica de la Universidad de Cádiz.
c) Pistofono 4231 Brüel & Kjaer .
d) Incubadora Ohmeda Medical OCP 3000.
e) Altavoces Yamaha HS8.
f) Software Matlab ver R2023b.
g) Tarjeta de sonido MOTU 828 ES.
h) Micrófonos Neumann KM185.
i) Software Audacity ver. 3.4.2.
j) MuseScore Studio ver. 4.3.0.
k) Software REW V5.30.9.

En primer lugar, se crearon los patrones de alarmas según los estándares IEC, salvo los definidos en el último estándar que se han de descargar de lugar establecido para ello según el organismo. Para la creación de los patrones melódicos se usó “Musescore”. Debido a la gran cantidad de combinaciones que establece el estándar IEC (versión de 2006), aunque se crearon una gran cantidad de muestras distintas, finalmente se optó por analizar en profundidad sólo las siguientes muestras:

a) Según el último estándar (IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020):
    a. Tonos de alarma de prioridad alta.
    b. Tonos de alarma de prioridad media.
    c. Tonos de alarma de prioridad baja.
    d. Alarma de fallo prioridad alta.
    e. Alarma de temperatura prioridad alta.
b) Según el estándar IEC 60601-1-8:2006:
    a. Alarma general prioridad alta en situación de tiempos más cortos entre tonos.
    b. Alarma de fallo prioridad alta, en las mismas condiciones anteriores.
    c. Alarma de temperatura prioridad alta, en las mismas condiciones anteriores.
c) Alarma prioridad media de una incubadora modelo Ohmeda Medical OCP 3000, este modelo es anterior al IEC 60601-1-8:2006. Este valor se usará como referencia para determinar si se mejora o no.

En segundo lugar, se calibraron los equipos, para ello se empleó como patrón el equipo calibrado de Bruel. Para la calibración de la cadena de medida, se empleó el software REW. Se calibró, la tarjeta de sonido MOTU, los altavoces Yamaha y los micrófonos Neumann.

En tercer lugar, se generaron las distintas alarmas y se midieron con los altavoces al mismo volumen registrado por la incubadora Ohmeda, que se usó como referencia. Todas las mediciones se realizan en una sala semianecoica, entorno controlado y en condiciones similares de temperatura y humedad.

Los datos registrados con la tarjeta de sonido, que se comparan con los registros del sonómetro Brüel & Kjaer 2270, se guardan en ficheros en formato wav, y posteriormente se analizan en Matlab.

Para la representación de los registros temporales se ha normalizado la señal al valor más alto de todos ellos, según el criterio de valores de pico, empleando valores de amplitud de ±1 (tanto por uno).

4, Resultados

Los resultados se muestran en las figuras 3 y 4. Como se comentó anteriormente la alarma que tiene el pico más alto son las alarmas según el estándar IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020.

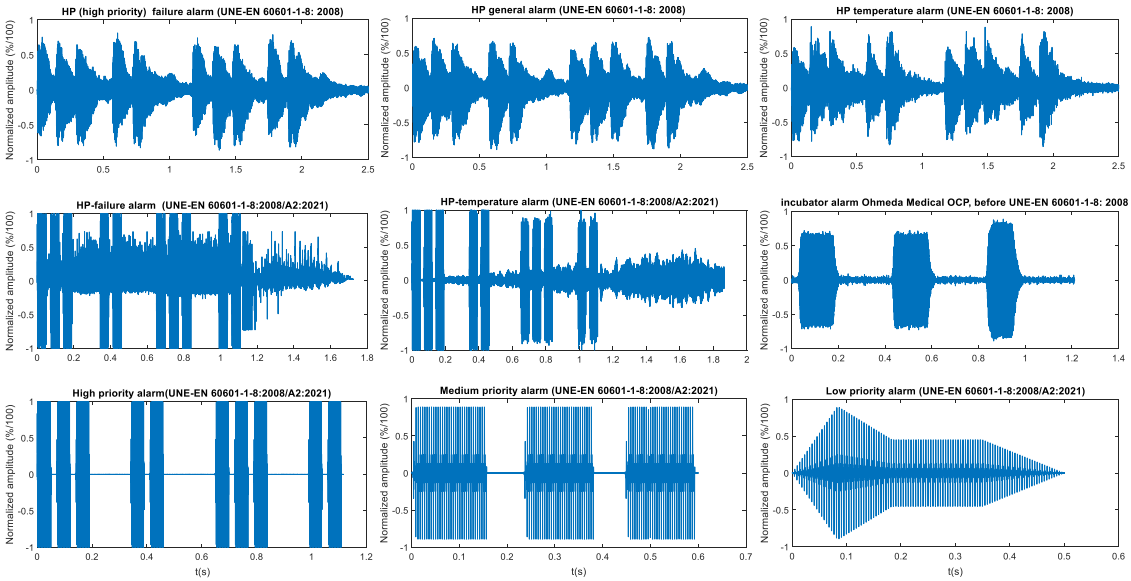


Figura 3. Representación temporal de alarmas de incubadora según la IEC 60601-1-8.

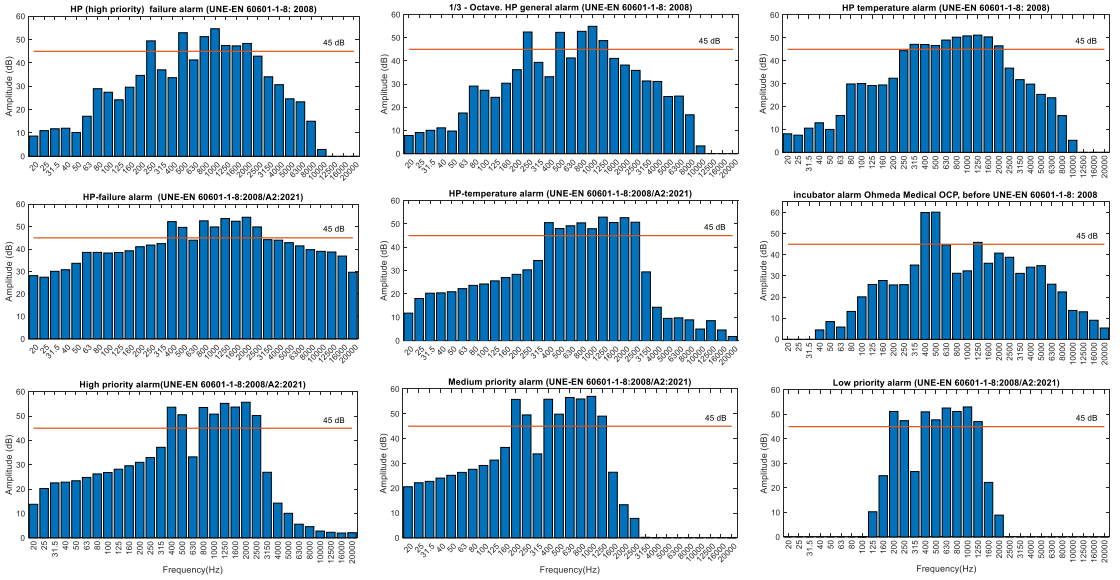


Figura 4. Espectros de alarmas de incubadora según la IEC 60601-1-8.

En la figura 4 también se puede observar que aparentemente, respecto a la propuesta del estándar IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020, la alarma de prioridad media tiene una cantidad de energía acústica similar a la de prioridad alta, sin embargo, la de prioridad baja, se aleja sustancialmente de estas dos. Las operaciones matemáticas que hemos realizado para el cálculo de energía media marcan una diferencia de más del doble entre la de prioridad media y alta respecto a la de prioridad baja, con los criterios de valores de pico. En cualquier caso, este dato tampoco es relativamente importante, siempre se puede ajustar la ganancia del sonido de la alarma, siempre y cuando la media no supere los 60 dB.

El estándar IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020 marca la referencia para el volumen de las alarmas con la ratio señal ruido de -10 dB a -20 dB. La idea es que estas alarmas deben destacar

en zonas ruidosas. El estándar IEC 60601-1-8:2006 contempla en el apartado 6.3.3.2 valores de alarma de hasta 85 dB, también en el Anexo E.2.2. también se establece este límite.

Otra observación de la figura 4 es que el espectro de la alarma de la incubadora Omega tiene la distribución sesgada a la derecha, mientras que el resto de los estándares las sesgan a la izquierda.

Salvo la alarma de fallo en prioridad alta, la energía en baja frecuencia, por debajo de los 250 Hz, está bastante contenida. Esta situación también se repite para alta frecuencia por encima de los 3150 Hz.

5. Discusión

Es interesante la idea que propone el estándar [19] IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020, estableciendo un concepto de alarmas de forma que aun estando en zonas con ruido de fondo superior a los niveles de las alarmas, estas no pasen desapercibidas para el receptor. De hecho, la norma indica que los resultados de las pruebas realizadas confirman que los archivos wav propuesto para prioridad baja, media y alta se pueden escuchar con ruidos de fondo cuatro veces más altos que el de las propias alarmas, y las de fallo y temperatura incluso con niveles de señal ruido de -10 dB a -15 dB, estudios respaldados por los trabajos de [20] Bennett, C., Dudaryk, R., Crenshaw, N., Edworthy, J., & Mcneer, R (2019). Desconocemos en qué condiciones se hicieron estos estudios, pero la lógica y muchos estudios en UCIN de otros investigadores contradicen esta situación ([21].G. Dealessandri1 and M. Vivalda; [22]Smith SW, Ortmann AJ, Clark WW; [23]Kellam B, Bhatia J.).

En estas figuras 3 y 4, inicialmente, lo primero que llama la atención es que la duración de las melodías cambia de una versión de la norma a otra, con la evolución de la norma la duración se ha ido reduciendo, ¿es bueno o es malo? Depende, por un lado, de la diferencia de amplitud entre armónicos no ha cambiado, en la práctica genera tonalidad (la norma permite diferencia de amplitud entre armónicos de *hasta 15 dB*), véase la figura 4; por otro lado, cuanto mayor es distancia temporal entre tonos menor cantidad de energía por unidad de tiempo. Otra característica llamativa, son los cambios que se van introduciendo en las melodías, se supone que para mejor. Las gráficas 3 y 4 indican claramente que tanto el registro temporal como el espectral son totalmente distintos. Eso sí, lo que tienen en común es que la mayor parte de la energía de todos ellos siempre está entre los 200 y 2500 Hz.

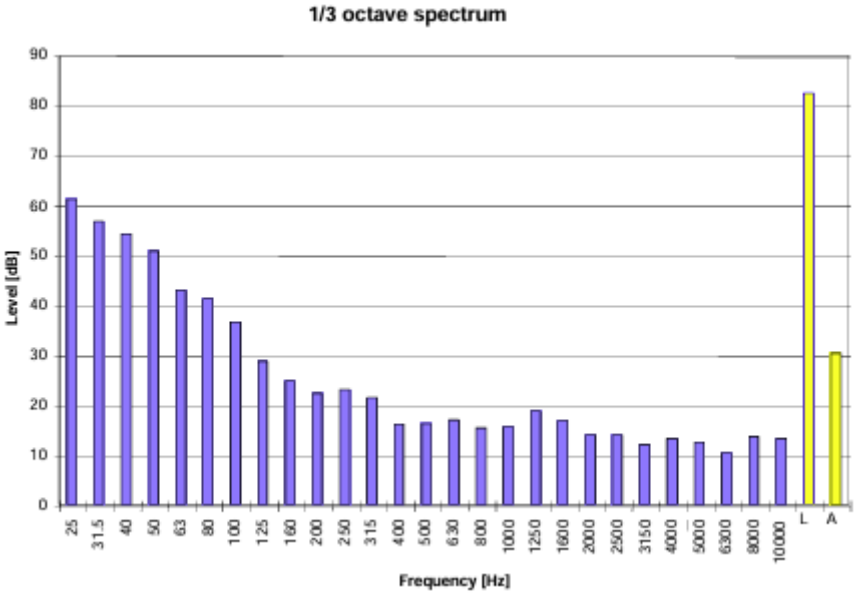


Figura 5. Nivel de ruido de fondo promedio en el interior del abdomen de las mujeres analizadas en 1/3 octava. Fuente: G. Dealessandri1 and M. Vivalda

Los estudios como los realizados por G. Dealessandri1 and M. Vivalda en el interior del abdomen de mujeres embarazadas indican que los niveles de ruido en media y alta frecuencia son

muy bajos, por tanto, el líquido amniótico se comporta como un "low pass filter". La figura 5 y 6 muestran esta situación. El feto está protegido durante el tiempo que permanece dentro del útero materno, consecuentemente, hemos de proporcionar una situación al prematuro de condiciones lo más parecida posible.

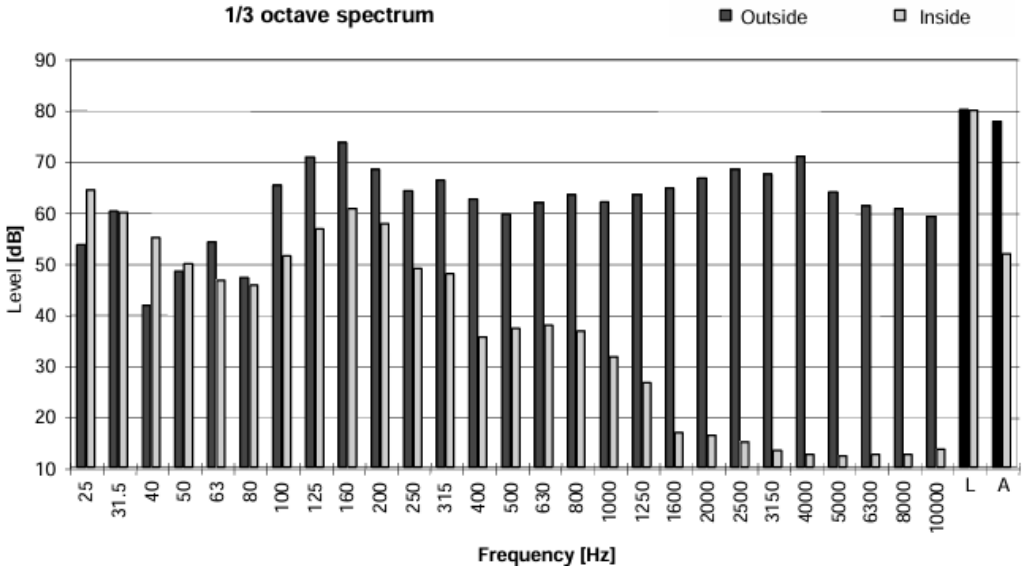


Figura 6. Alteración de sonidos de tejidos abdominales en análisis de bandas de octava 1/3. Fuente: G. Dealessandri1 and M. Vivalda

Realmente las alarmas propuestas por el estándar de incubadora no contribuyen al bienestar del neonato, en cuanto al ruido se refiere. No hay más que hacer una superposición entre la gráfica de la figura 5 y cada uno de los espectros de la figura 4. Todos estos espectros tienen las bandas de mayor amplitud entre los 250 y los 3150 Hz. Por tanto, estamos proporcionando al neonato un ambiente hostil y estresante, situación que contradice no sólo a las recomendaciones internacionales, sino a las recomendaciones científicas derivado de sus avances.

En la figura 6, se refleja la relación entre el ruido en el exterior e interior del útero. Hay que tener en cuenta los valores de la gráfica 5, debido al ruido de fondo en el interior del útero.

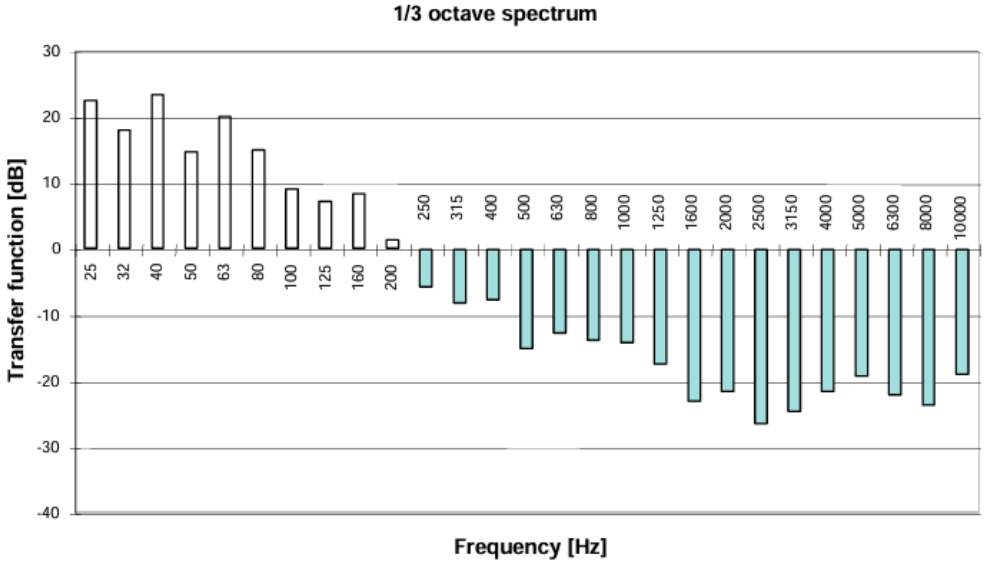


Figura 7. Función de transferencia de voz de la madre en el interior del abdomen. Fuente: G. Dealessandri1 and M. Vivalda

Siguiendo con el trabajo de Dealessandri1 and M. Vivalda, en la figura 7 se muestra la función de transferencia, en la cual se ha tenido en cuenta el ruido de fondo. En esta gráfica se ve

claramente las características del filtro atenuador de alta frecuencia. Esto puede ser un requisito de partida para diseñar el ambiente acústico del neonato.

No cabe duda de que el estándar propuesto para el diseño de incubadoras necesita una revisión en profundidad, en lo que al ruido se refiere. Los sistemas de alarmas deben estar enfocados para hacia los receptores de esta información, sin que por ello suponga un sacrifico colateral para el paciente, en este caso, el prematuro.

6. Conclusiones

Los resultados de este trabajo indican que:

(i) Las evoluciones del estándar no han corregido el problema de fondo respecto al ruido que adolecen las incubadoras.
(ii) Las alarmas siguen generando ruido alrededor de la incubadora por encima de las recomendaciones internacionales.
(iii) Es necesario que el estándar proponga un concepto de alarma que estimule, en la medida de lo posible, únicamente al receptor al que va dirigida la información, reduciendo los riesgos colaterales en los pacientes.
(iv) El concepto de tonos y armónicos que define el estándar no es adecuado para el neonato. Se ha de tener en cuenta que la capacidad auditiva del prematuro va variando en función de la semana de gestación, por tanto, estos tonos y armónicos deberían permitir ajustar sus valores en función de estas semanas.

Referencias

[1].- A.C. Donis Paz. 2013. “Contaminación acústica en la Unidad de Neonatología del Hospital Roosevelt,” Trab. Fin Grado. Licenciatura en Med. Univ. Rafael Landívar.

[2].- J. K. Sweeney and S. Blackburn. 2013. “Neonatal physiological and behavioral stress during the neurological assessment.” J. Perinat. Neonatal Nurs., vol. 27, no. 3, pp. 242-52; quiz.253–4.

[3].- F.J. Schulte; E. Stennert; H. Wulbrand; W. Eichhorn; H.G. Lenard. The ontogeny of sensory perception in preterm infants. *Eur. J. Pediatr.* 1977, 126, 211–224.

[4].- D. Kurtzberg; D.R. Stapells; I.F. Wallace. Event-related potential assessment of auditory system integrity: Implications for language development. *Early Identif. infants with Dev. Disabil*. 1988, 160, 180.

[5].- K.M. Berg; M.C. Smith. Behavioral thresholds for tones during infancy. *J. Exp. Child Psychol.* **1983**, *35*, 409–425.

[6].- G.B. Avery; M.A. Fletcher. *Neonatología: fisiopatología y manejo del recién nacido*; PANAMERICANA, Ed.; Ed. Médica Panamericana, 2001; ISBN 9789500600514.

[7].- A.H. Parmelee Jr; M.D. Sigman. Perinatal brain development and behavior. *Handb. child Psychol. Former. Carmichael’s Man. child Psychol. H. Mussen, Ed.* **1983**.

[8].- K.J. Gerhardt. Characteristics of the fetal sheep sound environment. In *Seminars in Perinatology*; 1989; Vol. 13, p. 362.

[9].- S.E. Armitage; B.A. Baldwin; M.A. Vince .The fetal sound environment of sheep. *Science* (80-.). 1980, 208, 1173–1174.

[10].- D. Walker; J. Grimwade; C. Wood. Intrauterine noise: a component of the fetal environment. *Am. J. Obstet. Gynecol*. 1971, 109, 91–95.

[11].- Hernández-Molina, R.; Beira Jiménez, J.L.; Rodriguez-Montaño, V.; Zacarías, F.F.; Bienvenido-Huertas, D.; Lubián López, S.; Cueto-Ancela, J.L. Characterizing the Acoustic Environment in a Neonatal Intensive Care Unit. *Appl. Acoust.* **2020**, *165*, 107301, doi:10.1016/j.apacoust.2020.107301.

[12] - J. Chatillon. Influence of source directivity on noise levels in industrial halls: Simulation and experiments, *Appl. Acoust.* **2007**, 68, 682-698, doi: 10.1016/j.apacoust.2006.07.010.

[13].- IEC 60601-1-8 (2006) Medical electrical equipment -- Part 1-8: General requirements for

basic safety and essential performance -- Collateral standard: General requirements, tests and guidance for alarm systems in medical electrical equipment and medical electrical systems. International Electrotechnical Commission.

[14].- IEC 60601-1-8:2006-AMD2:2020 Medical electrical equipment -- Part 1-8: General requirements for basic safety and essential performance -- Collateral standard: General requirements, tests and guidance for alarm systems in medical electrical equipment and medical electrical systems. International Electrotechnical Commission.

[15].- Bolton, M. L., Edworthy, J. R., & Boyd, A. D. (2022). Masking Between Reserved Alarm Sounds of the IEC 60601-1-8 International Medical Alarm Standard: A Systematic, Formal Analysis. *Human Factors*, 64(5), 835-851. https://doi.org/10.1177/0018720820967596.

[16].- F. Fernández-Zacarías; J.L. Beira-Jiménez; V. Puyana-Romero; R. Hernández-Molina. Diagnosis of Noise Inside Neonatal Incubators under Free-Field Conditions. *Acoustics* 2023, 5, 354-366. https://doi.org/10.3390/acoustics5020021.

[17].- Mallory Sonalert Productos, INC. Using Audible Alarms in Medical Equipment (IEC 60601-1-8). https://mspindy.com/technical-articles/using-audible-alarms-in-medical-equipment-iec-60601-1-8/. Accedido el 29.05.2024.

[18].- GlobalSpec. IEC 60601-1-8 AMD2:2020, medical alarms and FAQs. (May 31, 2023) https://insights.globalspec.com/article/20598/iec-60601-1-8-amd2-2020-medical-alarms-and-faqs. Accedido el 29.05.2024.

[19].- ISO. ISO/TC 121/SC 3. Documents. IEC 60601-1-8 auditory alarm signal files. Tonos de alarmas estandarizados. 2019-11-28. https://www.iso.org/committee/52012.html?t=NAcZ4V-7LtVKTQYH2VA6GHkkLwj4tuD3Zu0lTKcgW3sTPKPMwpeqzYZV0ZNlmRkg&view=documents#section-isodocuments-top. Accedido el 29.05.2024.

[20].- Bennett, C., Dudaryk, R., Crenshaw, N., Edworthy, J., & Mcneer, R. (2019). Recommendation of New Medical Alarms Based on Audibility, Identifiability, and Detectability in a Randomized, Simulation-Based Study. Critical Care Medicine, 47(8), 1050-1057

[21].- G. Dealessandri1 and M. Vivalda. The mother's womb acoustic environment: study of the original sounds and replication for pre-term infants. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1075 (2018) 012056 doi :10.1088/1742-6596/1075/1/012056

[22].- Smith SW, Ortmann AJ, Clark WW. Noise in the Neonatal Intensive Care Unit: A New Approach to Examining Acoustic Events. Noise Heal 2018;20: 121–30. https://doi.org/10.4103/nah.NAH_53_17.

[23].- Kellam B, Bhatia J. Sound spectral analysis in the intensive care nursery: Measuring high-frequency sound. J Pediatr Nurs 2008;23:317–23. https://doi.org/10.1016/j.pedn.2007.09.009.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

UN NUEVO ENFOQUE PARA EVALUAR LA NASALIDAD: INTEGRACIÓN DE MFCC Y REDES NEURONALES CONVOLUCIONALES

Andrés Lozano[1], Ignacio Moreno-Torres[2], Enrique Nava[3]

[1] Departamento de Ingeniería de Comunicaciones, Universidad de Málaga, Málaga, España
{ ald@uma.es }
[2] Departamento de Filología Española, Universidad de Málaga, Málaga, España
{ imoreno@uma.es }
[3] Departamento de Ingeniería de Comunicaciones, Universidad de Málaga, Málaga, España
{ en@uma.es }

Resumen

La nasalancia es un biomarcador clínico de la hipernasalidad. Se calcula como la relación entre la energía acústica emitida por la nariz y la energía total emitida por la boca y la nariz (eNasalance). Este trabajo propone calcular la nasalancia utilizando redes neuronales convolucionales (CNN) entrenadas con coeficientes de frecuencia Mel Cepstrum (mfccNasalance). Se analiza la relevancia de los datos de entrenamiento (dialecto), el kernel de la CNN y los datos de prueba. Los datos de entrenamiento consisten en muestras de hablantes sanos de dialectos con distinta nasalidad: Costa Rica (+nasal), España y Chile. Se utilizan tres grupos de kernels CNN: espectral, temporal y espectro-temporal. Los datos de prueba se graban en España, utilizando un Nasómetro, con niños con y sin hipernasalidad incluyendo palabras cortas (-dinámico), frases (+dinámico) y secuencias de sílabas repetidas (+dinámico). Se calcula mfccNasalance para múltiples combinaciones de kernel × dialecto × enunciado.

Se calcula la correlación de Spearman con la nasalidad perceptual para determinar el grado de acuerdo con los expertos humanos. Para mfccNasalance, la correlación es más alta con los kernel temporales; con las palabras (-dinámicas), los kernel espectrales producen mejores resultados. Independientemente del dialecto de entrenamiento y de los datos de prueba (enunciado), la nasalidad perceptual muestra una correlación más alta con mfccNasalance que con la nasalidad. Concluimos que la mfccNasalance se aproxima más al juicio humano que la eNasalance tradicional. La selección dinámica de CNN espectrales o temporales puede ayudar a crear modelos de hipernasalidad más eficientes en el futuro.

Palabras clave: Análisis clínico del habla, redes neuronales convolucionales, hipernasalidad, evaluación del habla, biomarcadores vocales.

Abstract

Nasalance is a valuable clinical biomarker for hypernasality. It is computed as the ratio of acoustic energy emitted through the nose to the total energy emitted through the mouth and nose (i.e., eNasalance). A new approach is proposed to compute nasalance using Convolutional Neural Networks (CNNs) trained with Mel-Frequency Cepstrum Coefficients (i.e., mfccNasalance). Three aspects of the model were analyzed: 1) the speech data used to train it; 2) the type of kernel; and 3) the test utterances. The training data consisted of speech samples from healthy speakers reading four texts from dialects with varying intrinsic nasality: Costa Rica (more nasal), Spain, and Chile. Three CNN kernel groups were used: spectral, temporal, and spectral-temporal. The test data were recorded in Spain, using a Nasometer, from children with/out hypernasality disorders and included short words (-dynamic), sentences (+dynamic), and diakinetic syllables (+dynamic). mfccNasalance was computed for multiple kernel × dialect × utterance combinations.

Spearman correlations were computed with perceptual nasality to determine relative agreement with human experts. For mfccNasalance, in most cases, the correlation with perceptual nasality was the highest with temporal kernels; however, when the test data included words (-dynamic), spectral kernels produced better results in some cases. Independent of the training dialect and test data (i.e., utterance type), Spearman correlations with perceptual nasality were higher for mfccNasalance than for eNasalance. We conclude that mfccNasalance is closer to human judgment than traditional eNasalance. Dynamically selecting spectral or temporal CNNs may help create more efficient bio-inspired hypernasality models in the future.

Keywords: Clinical speech analysis, convolutional neural networks, hypernasality, speech assessment, vocal biomarkers.

PACS nº. 43.60.-c, 43.60.Lq, 43.60.Np, 43.70.Dn, 43.72.Bs

1 Introducción

La Hipernasalidad (HN) es una de las consecuencias de la Disfunción Velofaríngea (Velo-Pharyngeal Dysfunction VPD). Se refiere a la presencia de una resonancia nasal excesiva al producir el habla oral [1]. La HN puede estar causada por malformaciones anatómicas, como en los pacientes con Paladar Hendido (Cleft Palate PC), o por trastornos motores del habla [2]. La evaluación de la HN es muy importante para tomar decisiones clínicas y planificar intervenciones eficaces, especialmente en niños con parálisis cerebral [3].
Tradicionalmente, la HN se ha evaluado de forma perceptiva, en la que uno o varios logopedas expertos valoran el grado de nasalidad del paciente (por ejemplo, en una escala de 0 a 3; [4]). La evaluación perceptiva sigue considerándose el criterio de referencia para la evaluación de la HN [5]. Sin embargo, la evaluación perceptiva es una tarea exigente que requiere una amplia formación. Esto ha motivado a los investigadores a desarrollar herramientas objetivas de evaluación HN para apoyar la evaluación subjetiva. Una herramienta importante es la Nasometría [6], que se desarrolló hace medio siglo, pero sigue siendo un método bien considerado entre los logopedas.
La nasometría requiere que el habla se grabe utilizando un par de micrófonos con canal dividido, separados por una placa, que registra las señales orales y nasales por separado. Basándose en estas grabaciones de doble canal, es posible calcular la Nasalancia, que es la relación entre la energía de la nariz y la energía de la boca y la nariz en una pequeña banda de 300 Hz centrada alrededor de 600 Hz. [5, 7]. En el resto de este estudio, nos referiremos a esta medida como eNasalance. Desde una perspectiva clínica, la Nasometría proporciona una puntuación porcentual intuitiva fácilmente interpretable por un experto clínico y puede utilizarse independientemente del idioma o enunciado de interés.
Sin embargo, desde la perspectiva actual, la eNasalance parece claramente limitada, tanto desde el punto de vista perceptivo como técnico. Desde el punto de vista de la percepción del habla, la información acústica utilizada para calcular la eNasalance es sólo una pequeña parte de la información a la que tiene acceso el oyente humano. Por ejemplo, la nasalización de las vocales puede afectar al espectro hasta 3 kHz o más [8], un valor mucho mayor que la pequeña banda utilizada para calcular la eNasalance [6]. Además, mientras que la Nasometría se basa únicamente en la energía sumada de la señal del habla, los humanos pueden utilizar información espectral variada [8]. Esto puede explicar la amplia variación en los estudios que han calculado la correlación de Pearson entre la eNasalance y la nasalidad perceptiva (con valores r que oscilan entre 0,88 y 0,42) véase [9-11]. Desde un punto de vista técnico, la investigación durante el último medio siglo ha propuesto múltiples características del habla que han demostrado ser muy eficaces en el procesamiento del habla. Un buen ejemplo son los coeficientes de frecuencia de Mel (Mel Frequency Cepstral Coefficients MFCC, por sus siglas en inglés), que modelan la percepción del habla en humanos y se utilizan habitualmente en herramientas de reconocimiento automático del habla. Además, actualmente existen múltiples algoritmos de Aprendizaje Automático (Machine Learning ML) que pueden servir para clasificar conjuntos de características complejas, como los MFCC (véase [12, 13]). Así pues, parece conveniente intentar redefinir la nasalidad teniendo en cuenta los avances técnicos y científicos de los últimos 50 años. Dado que muchos estudios de las dos últimas décadas han utilizado técnicas avanzadas de procesamiento del habla para evaluar la nasalidad utilizando señales monofónicas (es decir, una única señal del habla), revisaremos brevemente estos modelos antes de hacer nuestra propia propuesta.

1.1 Propuestas previas de ML

El desarrollo de modelos ML requiere un proceso de entrenamiento, durante el cual se alimenta al modelo con el mismo tipo de información que se espera evaluar. En el caso de los modelos ML de HN, muchos han sido entrenados con enunciados sanos e hipernasales; en la mayoría de los casos, los enunciados eran vocales sostenidas [14, 15], mientras que unos pocos estudios han utilizado palabras monosilábicas [16], o unas pocas frases [17]. Esto significa que estos modelos sólo pueden utilizarse para detectar/cuantificar la nasalidad en estos enunciados concretos (y, por tanto, en una lengua), y carecen de la flexibilidad de Nasometría.
A diferencia de todos los demás modelos, Mathad et al. [18] entrenaron su modelo, una red neuronal profunda (Deep Neural Network DNN), con muestras de habla de hablantes sanos. Las muestras de habla formaban parte de un gran corpus oral que ya había sido transcrito fonéticamente. Esto permitió a los autores clasificar los sonidos del habla en cuatro grandes grupos: consonantes y vocales nasales, consonantes y vocales orales. Hay que tener en cuenta que las vocales nasales no existen como fonemas separados en inglés (ni en muchos otros idiomas), sin embargo, como las vocales en contacto con consonantes nasales tienden a nasalizarse (universalmente), utilizaron

estos fragmentos vocálicos para crear un amplio conjunto de vocales nasales. Una vez clasificados los datos del habla en estas cuatro clases, la señal del habla se segmentó en ventanas de 25 ms a partir de las cuales se calcularon los 13 MFCC y su primera y segunda derivada. Los 39 coeficientes resultantes sirvieron para entrenar la DNN. El modelo entrenado se utilizó para evaluar muestras de habla de niños sanos y niños con habla hipernasal, proporcionando una puntuación de nasalidad por niño. Por último, se calculó la correlación de Pearson entre las puntuaciones de la DNN y las puntuaciones perceptivas producidas por expertos humanos. Los autores hallaron que la correlación era de 0,80 con la base de datos Americleft, un valor a la par con el de los clínicos entrenados en este conjunto de datos.

Desde la perspectiva del presente estudio, la propuesta de Mathad et al. tiene la ventaja de ser independiente del enunciado. Sin embargo, algunos aspectos de este proceso requieren una mayor consideración. Uno de ellos es que su modelo utilizó un conjunto de datos de entrenamiento muy amplio, y que tales conjuntos de datos sólo están disponibles para un pequeño número de lenguas. Además, los autores no presentaron datos sobre métodos alternativos de evaluación objetiva, como la Nasometría. Por tanto, no está claro si su modelo es más eficaz que Nasometría. Por último, desde un punto de vista técnico, este modelo favorece el análisis espectral frente al temporal. Este enfoque es compatible con la suposición común de que la nasalidad es un fenómeno espectral, lo que sin duda es cierto en el caso de los sonidos sostenidos del habla. Sin embargo, en el caso del habla corriente, cabe esperar que las características de la nasalidad (por ejemplo, los formantes nasales) presenten una variación temporal importante. De hecho, como Mathad et al. clasificaron los fragmentos vocálicos en la transición de un centro vocálico a la consonante nasal como "vocales nasales"; parece muy posible que esos sonidos cortos no sean estáticos: al contrario, los formantes deben estar cambiando de la posición estándar en el centro de la vocal a la posición estándar en el centro de la consonante nasal. Así pues, parece conveniente explorar enfoques alternativos que puedan procesar no sólo los cambios espectrales, sino también los temporales.

1.2 Nuestro enfoque

En este estudio, se adopta la Red Neuronal Convolucional (Convolutional Neural Network CNN) como modelo ML. Las CNN se han desarrollado para la clasificación de imágenes [19]. Sin embargo, cuando las señales de voz se convierten en imágenes (por ejemplo, espectrogramas), las CNN pueden utilizarse para clasificar estas imágenes. Recientemente, [20] utilizó CNNs para detectar hipernasalidad en una base de datos de palabras monosilábicas chinas; los autores calcularon espectrogramas a partir de muestras de habla que luego se utilizaron para entrenar y probar una CNN. En este estudio, se utilizó una serie de vectores MFFC (calculados a partir de muestras de habla) para crear las imágenes.

Una ventaja importante de las CNN es que el proceso de información se divide en dos fases. En una fase, una serie de convoluciones detecta las características del habla. En la segunda fase, se entrena el modelo adecuado para clasificar las características identificadas en las convoluciones. Las características dependen de la forma de los núcleos utilizados para convolucionar las imágenes (véase la sección 2). Por lo tanto, el tipo de kernel debe adaptarse al tipo de información que se desea clasificar. En su modelo [20] concluyeron que el kernel que producía los resultados más óptimos era uno espectral. Sin embargo, suponiendo que en el habla corriente las señales espectrales se vuelvan dinámicas [21], es posible que los kernels temporales sean más apropiados en este caso; además, dado que los protocolos de evaluación de HN incluyen enunciados con dinamicidad variable, podría ser necesario más de un modelo CNN.

Por ejemplo, un modelo CNN con kernels espectrales podría ser apropiado para enunciados estáticos (por ejemplo, vocales sostenidas y posiblemente palabras cortas), y uno con kernels temporales podría ser apropiado para enunciados dinámicos (por ejemplo, frases y sílabas diaquinéticas). Nótese que esta distinción es compatible con la evidencia de que los humanos tienen habilidades de procesamiento espectral y temporal separadas [22].

Por último, también es relevante que los dialectos difieren en el grado de nasalización. Esto plantea la posibilidad de que un modelo CNN entrenado para un dialecto no sea apropiado para probar muestras de habla de dialectos alternativos, especialmente si los dos dialectos difieren en el grado de nasalidad (por ejemplo, el español hablado en España y Chile es generalmente menos nasal que el español hablado en Costa Rica y América Central [23]). Esto es relevante porque implica que un modelo entrenado con un dialecto puede no producir resultados fiables cuando se prueba con otros dialectos. Para aclarar esta cuestión, en este estudio exploramos dos condiciones diferentes de entrenamiento-prueba: mismo dialecto y diferente dialecto. En la condición del mismo dialecto, se utilizó un dialecto tanto en la base de datos de entrenamiento como en la de prueba. En la condición de dialecto diferente, el modelo CNN se entrenó con un dialecto y se evaluó utilizando un dialecto diferente. Para ello, como parte de este estudio, recopilamos tres bases de datos de entrenamiento de España, Chile y Costa Rica.

2 Modelo completo mfccNasalance

La Figura 1 muestra una visión general del modelo mfccNasalance. A continuación, se describen los pasos del modelo.

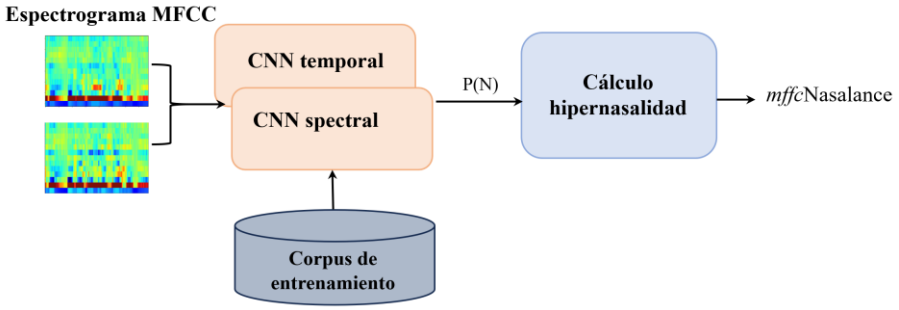


Figura 1 – Visión general del modelo CNN Nasalance propuesto para la predicción de la hipernasalidad.

Las señales de entrada del modelo se grabaron utilizando un Nasómetro (icSpeech, Rose Medical Solutions Ltd., Canterbury, Reino Unido), que captura señales de audio en dos canales. Estas señales se dividen en ventanas de 250 ms con un solapamiento de 100 ms. Para cada ventana, se calcularon 13 MFCC utilizando el paquete Librosa de Python, con una longitud de ventana de 25 ms y un solapamiento de 10 ms. Esto da como resultado una matriz tridimensional de la forma: 2 (canales) × 13 MFCC × 26 ventanas temporales se utilizan como entrada en el modelo CNN.
El modelo de la red CNN se ilustra en la Figura 2. El tamaño del batch y el número de epochs de entrenamiento se fijaron en 64 y 100, respectivamente. El número de kernels utilizados es de 16. Como parte de este estudio, probamos múltiples kernels de tamaño i×j ($1 \leq i \leq 8$, $1 \leq j \leq 8$), como se explica a continuación. Se aplicó una función de activación lineal a cada capa convolucional. En las capas de max-pooling, se utilizó un núcleo de 2×2. Se utilizó una capa totalmente conectada de 128 unidades con una activación lineal

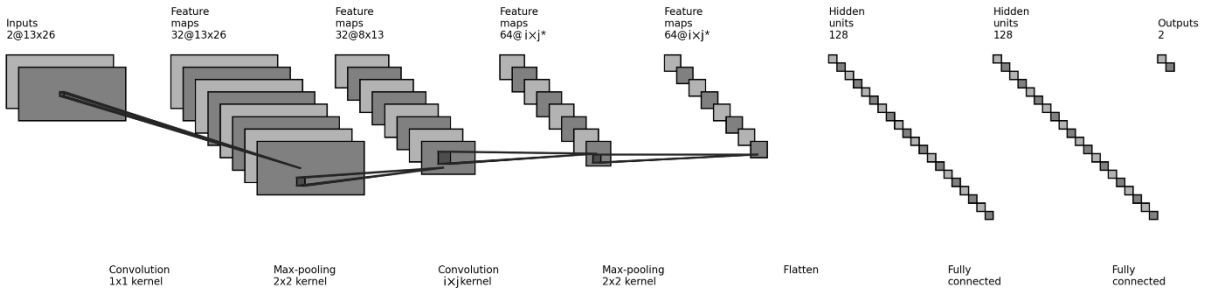


Figura 2 – Visión general del modelo CNN Nasalance propuesto para la predicción de la hipernasalidad. El tamaño de la imagen en la segunda capa de convolución depende del tamaño empleado del kernel i×j.

Para entrenar cada modelo se realiza una división entrenamiento/test de 80/20. Para evitar resultados aleatorios, el proceso se repitió cinco veces y se utilizó la media de los resultados de correlación. Se utilizó el optimizador Adam, con una tasa de aprendizaje de 1e-5. Para el entrenamiento se utilizó una única tarjeta gráfica Nvidia RTX A2000. Los autores agradecen los recursos informáticos, la experiencia técnica y la asistencia prestados por el Centro de Supercomputación y Bioinformática (SCBI) de la Universidad de Málaga.
Para los espectrogramas MFCC calculados en este estudio se emplea el eje horizontal para el tiempo, y los MFCC en el eje vertical. Por lo tanto, se pueden generar tres tipos de kernel:

1) Espectral: (2 × 1), (3 × 1), (4 × 1), etc.
2) Temporal: (1 × 2), (1 × 3), (1 × 4), etc.
3) Espectral-temporal: (2 × 2), (3 × 3), (4 × 4), (2 × 4), (4 × 2), etc.

En la configuración por defecto, se utiliza el mismo kernel para ambas capas de convolución. Sin embargo, se explorar otra combinación utilizando un kernel 1 × 1 en la primera capa, combinado con cualquier forma de kernel en la segunda capa. Este enfoque pretende reducir la dimensionalidad del modelo [24, 25]. En total, calculamos 126 combinaciones de kernels; 63 de estas combinaciones utilizaron el mismo kernel en ambas capas, y 63 más se obtuvieron utilizando 1 × 1 en la primera capa y cualquier tamaño de kernel en la segunda capa. De estos núcleos, 14 eran espectrales, 14 temporales y 98 espectrales-temporales.
Cada espectrograma MFCC descrito anteriormente representa una ventana de 250 ms. Junto a los valores MFCC se emplea el valor de nasalidad anotado a la ventana, que puede ser nasal u oral. Para determinar la nasalidad asociada se anotaron las muestras de habla del locutor utilizando Praat v6.1.53 [26] y se obtuvo una transcripción fonética utilizando la herramienta Montreal Forced Alignment v1.0.0 [27]. A continuación, los códigos fonéticos se reclasificaron como orales o nasales.
Los datos de entrenamiento consistieron en los espectrogramas MFCC descritos anteriormente, junto con el valor de nasalidad (que podía ser nasal u oral) de la ventana de 250 ms correspondiente. La Figura 4 muestra los pasos realizados para determinar el valor de nasalidad. En primer lugar, se anotaron las muestras de habla del locutor utilizando Praat v6.1.53 [26] y se obtuvo una transcripción fonética utilizando la herramienta Montreal Forced Alignment v1.0.0 [27]. A continuación, los códigos fonéticos se reclasificaron como orales o nasales. En esta fase se clasificaron como nasales dos grupos de sonidos 1) las tres consonantes nasales (/m/, /n/ y /ñ/); y 2) una sección de las vocales que están en contacto con la consonante nasal (por ejemplo, la parte final de "a" en / an.tes /). La duración de esta sección varía con la duración de la vocal. En este estudio, asumimos que toda la vocal estaba nasalizada si era inferior a 60 ms, el 50% si estaba entre 60 y 90 ms, y el 30% si era superior a 90 ms. En el tercer paso, la señal del habla se segmentó utilizando una ventana móvil de 250 ms de longitud y 100 ms de solapamiento. A continuación, se calculó la duración acumulada de los fotogramas anotados como nasales y se dividió por la duración total (es decir, 250). Si el valor resultante es superior a 0,30 (es decir, al menos 75 ms), la ventana se clasifica como nasal; en caso contrario, se clasifica como oral. Obsérvese que este porcentaje se adoptó tras realizar múltiples experimentos, lo que sugiere que este valor era el óptimo.

2.1 Pruebas y cálculo de la hipernasalidad

Una vez entrenado el modelo, puede utilizarse para probar nuevos espectrogramas MFCC (a partir de muestras de habla de 250 ms). La prueba produce la probabilidad posterior de que cada espectrograma sea nasal. A continuación, se calcula mfccNasalance por enunciado, seleccionando el modelo CNN adecuado (es decir, espectral o temporal). La mfccNasalance de un locutor es la nasalance media de la lista completa de enunciados producidos por el locutor. Una vez comprobada toda la base de datos de prueba, las puntuaciones de los locutores se transforman en una escala de 0 a 3 (idéntica a la escala perceptiva). La transformación de un porcentaje a una escala de 4 niveles requirió decidir los límites entre clases. Como sabíamos de antemano cuántos niños se clasificaban perceptualmente como orales o nasales, o como orales, leves, moderados o muy nasales, supusimos que las mismas cifras se aplicarían en el caso de las medidas de nasalidad. Así, después de cada simulación, los resultados se ordenaron por mfccNasalance, clasificando los N primeros casos como Sano, los M siguientes como Leve, etc. Una limitación de este enfoque es que el sesgo puede haberse evitado artificialmente. Sin embargo, como sólo analizamos la precisión y se utilizó el mismo enfoque para eNasalance y mfccNasalance, asumimos que sería válido para este estudio.

3 Método

3.1 Muestras de habla

En el presente estudio se analizaron muestras grabadas de un gran número de hablantes sanos e hipernasales. Todos los participantes, o sus padres o tutores en el caso de los menores, firmaron un consentimiento informado. El periodo de reclutamiento para este estudio comenzó el 1 de julio de 2023 y concluyó el 15 de octubre de 2023.El estudio se llevó a cabo de acuerdo con las directrices de la Declaración de Helsinki y fue aprobado por el Comité de Ética de la Universidad de Málaga (código de protocolo 67-2023-H, 13 de junio de 2023).
En cuanto a las bases de datos de entrenamiento, se utilizaron tres dialectos diferentes para entrenar la CNN: español europeo, costarricense y chileno. Las tres bases de datos se obtuvieron utilizando un Nasómetro como el

descrito en la Sección 2, y consisten en grabaciones de mujeres jóvenes (rango de edad: 18-30 años) y sanas leyendo cuatro textos. Tres de estos textos incluyen una representación equilibrada del inventario de fonemas de la lengua española [28-30], mientras que el cuarto texto se escribió como parte de este estudio e incluía mayor número de casos de las tres consonantes nasales en varios contextos. Se grabó a un total de 50 hablantes en España, 42 en Costa Rica y 32 en Chile.

La base de datos de la prueba incluía muestras de habla de 38 niños con habla hipernasal y de 11 niños sanos. Los pacientes fueron reclutados en Málaga y Barcelona (España). Los niños fueron seguidos regularmente por equipos interdisciplinares en un entorno clínico. Los niños de Málaga fueron reclutados en el Hospital Materno Infantil. Los niños de Barcelona fueron reclutados con la ayuda de la Asociación local de Parálisis Cerebral (FICAT). Había 20 varones (de 5 a 13 años) y 18 mujeres (de 4 a 21 años). El criterio principal de inclusión fue una historia por tratamiento de habla HN. Para los participantes masculinos, un segundo criterio era tener una frecuencia fundamental de 180 Hz o superior. Algunos de los pacientes fueron grabados en dos ocasiones (N=5) o en tres ocasiones (N=2), por lo que el número total de muestras de habla del grupo HN fue de 47. El grupo de control estaba formado por 11 participantes sin antecedentes de trastornos del habla. Siete de ellos eran varones y cuatro mujeres; sus edades oscilaban entre los 5 y los 12 años.

Los datos de la prueba se obtuvieron utilizando el Nasómetro descrito anteriormente. Cada muestra incluía grabaciones de 45 enunciados que se utilizan habitualmente en nuestro laboratorio para evaluar a niños con trastornos de la resonancia. En el presente trabajo se utilizan los enunciados que se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 – Tipos de enunciados recogidos en el conjunto de prueba.

Categoría	**Enunciados**
Repetición diaquinética de sílabas	*pa, pi, ta, ti, ka, ki*
Palabras	*boca, pie, llave, dedo, dedo, gafas, silla, sol, casa, pez*
Frases	*A David le duele el dedo* *Al gato de Agatha le gusta el yogur* *Uy, hay algo ahí* *Si me llevo la llave* *Susi sale sola* *Fali fue a la feria* *Los zapatos de Cecilia* *La jirafa de Jesús* *Toda tu taza de té* *Papá puede pelar a Pili* *Quique coge el papel de calco*

En el presente trabajo se emplea tres combinaciones de dialectos de entrenamiento y prueba para la red neuronal como se muestran en la Tabla 2:

Tabla 2 – Combinaciones de dialectos

	Entrenamiento	**Prueba**
Mismo dialecto	España	España
Diferente dialecto	Chile	
	Costa Rica	

3.2 Clasificación perceptiva y puntuación eNasalance

Se utiliza una escala de nasalidad de tres puntos para calificar cada enunciado de la siguiente manera: 0 (normal), 1 (al menos un caso de nasalización vocálica) y 2 (al menos un caso de nasalización consonántica). A continuación, se sumaron las puntuaciones y se normalizan, obteniendo puntuaciones que oscilaban entre 0 (totalmente oral) y 1 (totalmente nasal). Las puntuaciones perceptivas fueron calculadas por dos logopedas que tenían, respectivamente, dos y cuatro años de experiencia en pacientes con trastornos de la resonancia. En caso de desacuerdo entre los dos logopedas, un tercer especialista en logopedia con experiencia determinó la puntuación de nasalidad.
Por último, las puntuaciones porcentuales se recodificaron utilizando una escala de 4 niveles. Oral: nasalidad ≤ 0,05; Leve: 0,05 < nasalidad <= 0,25; Moderada: 0,25 < nasalidad ≤ 0,50; Grave: nasalidad > 0,50. Nótese que esta escala de valoración no diferencia entre nasalización de vocales cerradas y abiertas, distinción habitual en muchos protocolos [4]. Sin embargo, como las vocales cerradas sólo se incluyeron en aproximadamente el 50% de los enunciados, se asume que los resultados reflejarían la distinción entre cerradas y abiertas.
La puntuación eNasalance fue determinada utilizando un script creado por nuestro equipo empleando el software Praat [26]. Este script ejecutó el cálculo de la nasalancia para cada enunciado mediante una serie de pasos específicos: primero, se filtraron las señales acústicas provenientes de la nariz y la boca, reteniendo únicamente una banda ancha de 300 Hz centrada en 500 Hz; luego, la nasalancia se definió como la proporción de la energía acústica nasal respecto a la suma de las energías oral y nasal. Para cada sujeto de estudio, el valor medio de nasalancia se obtuvo al promediar los valores de nasalancia de todos los enunciados. Además, las puntuaciones porcentuales de eNasalance fueron recalibradas a una escala de 0 a 3, siguiendo la misma metodología aplicada a las puntuaciones de mfccNasalance.

3.3 Comparación entre eNasalance y mfccNasalance

Se obtienen tres medidas para cada locutor de prueba: nasalidad perceptiva, eNasalance y mfccNasalance. Además, se obtiene una nueva puntuación mfccNasalance para cada modelo entrenado con un kernel diferente y los distintos enunciados de prueba. Para comparar eNasalance con las distintas medidas de mfccNasalance, calculamos la correlación de Spearman entre estas puntuaciones y las valoraciones perceptivas. Nótese que no se utilizó la correlación de Pearson porque los datos no cumplían la condición de distribución normal requerida para esta prueba estadística. Esto se sabe aplicando la prueba de Shapiro-Wilk a las puntuaciones de sílabas, palabras, frases, y todas juntas, con un valor p inferior a 0,05 en cada caso.

4 Resultados

En primer lugar, presentamos los resultados obtenidos para las distintas combinaciones de kernels. Los kernels (o los modelos CNN correspondientes) se agrupan en tres subtipos: Temporal, Espectral y Espectral-Temporal. El mismo análisis se realiza para el conjunto completo de resultados para cada tipo de enunciado y para cada dialecto. Esto servirá para establecer una configuración óptima de la CNN para diferentes pares de tipo de enunciado-dialecto. Por último, comparamos las puntuaciones de mfccNasalance y eNasalance.

4.1 Dimensiones del kernel y características fonéticas

Se analiza qué dimensiones del kernel producen resultados más parecidos a los juicios humanos. Para ello, se entra y prueban cinco modelos CNN para cada combinación de núcleos (N=126) y dialecto (N=3). Así, se calcularon 1890 modelos CNN (3 dialectos × 126 núcleos × 5 iteraciones). Para cada modelo se calcula la correlación por separado para todo el conjunto de enunciados y para las sílabas, palabras y frases diaquinéticas. Así, se obtiene un total de 1890×4 puntuaciones de Spearman. A continuación, se promedia el valor de correlación de Spearman media para cada combinación de núcleos y por tipo de núcleo × tipo de enunciado. Obsérvese que la diferencia entre los modelos con la correlación más alta era relativamente pequeña (menos de 0,01 en algunos casos). Por lo tanto, en lugar de seleccionar una combinación de núcleos específica, se decide examinar qué subtipo se encontraba con más frecuencia entre los modelos para los que la correlación de Spearman era la más alta. Para ello, se

seleccionan 25 combinaciones de núcleos (es decir, el 20%) entre los modelos CNN con la correlación más alta respecto a la nasalidad perceptiva (para frases, sílabas y palabras). A continuación, se examinan el número de casos en los que los kernels eran espectrales, temporales o espectrales-temporales. La Tabla 3 resume los resultados.

Tabla 3 – Tipo fonético de los núcleos presentes en los 25 modelos CNN con las correlaciones de Spearman más altas.

	Kernel		
Enunciados	**Temporal**	**Espectral**	**Espectro-Temporal**
Sílabas	11	1	13
Palabras	12	5	8
Frases	14	2	9

Para interpretar estos resultados, es importante tener en cuenta que había un total de 14 kernels temporales, 14 kernels espectrales y 98 kernels espectrales-temporales. Esto significa, por ejemplo, que la proporción de núcleos incluidos en el 20% de las mejores frases fue del 93% para las formas temporales, del 14% para las formas espectrales y del 11% para las formas espectrales-temporales. Así pues, los resultados indican que los kernels temporales suelen producir mejores resultados que otros subtipos.
A continuación, se replica el mismo análisis por separado para cada dialecto (véase la Tabla 4). Los resultados muestran de nuevo que la correlación de Spearman tiende a ser mayor con los núcleos temporales que con los demás núcleos. Sin embargo, existen algunas diferencias entre los dialectos. En el caso de los modelos entrenados con datos de España, los kernels temporales seleccionados se situaron entre el 73% y el 93%; en cambio, los kernels espectrales se situaron entre el 7% y el 33%. En Costa Rica, tanto los kernels temporales como los espectrales son menos frecuentes que en España, pero las proporciones de kernels temporales y espectrales son casi iguales. En el caso de Chile, los resultados son comparables a los de los demás dialectos para las sílabas y las frases, pero no para las palabras; en el caso de las palabras, los núcleos espectrales produjeron resultados claramente mejores que los núcleos temporales.

Tabla 4 – Tipo fonético de los núcleos presentes en los 25 modelos CNN con las correlaciones de Spearman más altas: Entrenado en España (arriba), entrenado en Costa Rica (centro) y entrenado en Chile (abajo).

	Kernel España		
Enunciados	**Temporal**	**Espectral**	**Espectro-Temporal**
Sílabas	14	4	7
Palabras	13	5	7
Frases	14	2	9
	Kernel Costa Rica		
Enunciados	**Temporal**	**Espectral**	**Espectro-Temporal**
Sílabas	6	0	19
Palabras	9	2	14
Frases	9	2	14
	Kernel Chile		
Enunciados	**Temporal**	**Espectral**	**Espectro-Temporal**
Sílabas	9	1	15
Palabras	0	9	16
Frases	12	3	10

4.2 mfccNasalance frente a eNasalance

Se compara la correlación entre la puntuación perceptual y eNasalance y mfccNasalance. Debido a la existencia de diferentes dialectos en el corpus de entrenamiento se hacen tres distinciones en mfccNasalance con configuraciones óptimas para cada uno de los enunciados:

- mfccNasalance España: kernel 1 × 1 en la primera capa y 1 × 6 en la segunda capa, N=50.

- mfccNasalance Costa Rica: kernel 1 × 1 en la primera capa y 1 × 6 en la segunda capa, N=42.
- mfccNasalance Chile: kernel espectral (5 × 1 y 5 × 1) para las palabras y un kernel temporal (1 × 1 y 1 × 6) para las sílabas diaquinéticas y las frases, N=32.

Tabla 5 – Correlación entre las puntuaciones perceptivas y e-Nasalance y mfccNasalance.

	eNasalance	**mfccNasalance España**	**mfccNasalance Costa Rica**	**mfccNasalance Chile**
Sílabas	0.66	0.77	0.70	0.75
Palabras	0.73	0.82	0.77	0.81
Frases	0.71	0.80	0.75	0.79
Todo	0.72	0.83	0.79	0.82

Como se muestra en la Tabla 5, en los cuatro casos, la correlación entre mfccNasalance (para cualquier dialecto de entrenamiento), y las puntuaciones perceptivas fue mayor que la existente entre las puntuaciones perceptivas y eNasalance. La mayor correlación se obtiene en el caso de emplear el mismo dialecto en la base de datos de entrenamiento y test. Empleando las dos categorías (es decir, sano, nasal), la precisión fue de 0,78 para eNasalance y de 0,85 para mfccNasalance España. Cuando se emplean cuatro clases (sano, leve, moderado, grave), la precisión fue de 0,45 para eNasalance y de 0,56 para mfccNasalance. Por lo tanto, los resultados para las dos clases son relativamente buenos; sin embargo, para ambas medidas de nasalance, las clases sana o leve y moderada/grave se confunden entre sí. En conclusión, los resultados sugieren que, si bien mfccNasalance es más precisa que eNasalance para detectar la hipernasalidad, ninguna de las dos medidas resultó útil para realizar distinciones más finas.

5 Discusión

Los hallazgos principales de este estudio se resumen de la siguiente manera: se constata que el empleo de un kernel de 1 × 1 en la primera capa y un kernel temporal en la segunda capa de la CNN produce los resultados más precisos. También se muestra que el modelo propuesto posee la capacidad de adaptarse eficazmente considerando las particularidades de los conjuntos de datos de entrenamiento y prueba. Finalmente, los resultados muestran que el método mfccNasalance se aproxima más a la percepción humana en comparación con el enfoque tradicional de eNasalance. A continuación, se procede al análisis detallado de estos resultados.

5.1 Configuración óptima del kernel

Los resultados muestran que la mayor correlación de Spearman se obtiene al utilizar un kernel 1×1 en la primera capa, y un kernel temporal 1×6 en la segunda capa de convolución. El kernel de convolución 1×1, también conocido como Convolución Puntual (Pointwise Convolution), se emplea generalmente para aumentar la profundidad de los mapas de descriptores de los datos de entrada a una red neuronal sin alterar las dimensiones espaciales. Esto permite a la red aprender combinaciones de descriptores de entrada, creando así nuevos mapas de descriptores que, en el presente caso, representan una mezcla de los canales de entrada de la boca y la nariz. Como se ha mostrado en estudios anteriores [24, 25], este efecto es especialmente útil para integrar y abstraer características a través de la dimensión del canal, dando lugar a representaciones de descriptores más robustas.
Los kernel temporales de la segunda capa convolucional obtuvieron los mejores resultados. Una explicación de este resultado es que el habla en movimiento, que es la forma dominante en los datos, se caracteriza por configuraciones articulatorias cambiantes y, por tanto, por cambios rápidos en la envolvente espectral. Parece razonable que los kernels temporales puedan captar mejor estos cambios temporales que los kernels espectrales. Este resultado no coincide con el de Wang et al. [16], que encontraron que los kernels espectrales producían los mejores resultados. Sin embargo, esta diferencia puede deberse a que el principal portador de información sobre la nasalidad es la señal de la nariz, y que la señal de la boca puede enmascarar parte de esta información [31]. Por lo tanto, es posible que el modelo de Wang et al. no pudiera detectar información temporal relevante porque estaba enmascarada (por la señal de la boca). En cambio, el modelo empleado en el presente trabajo se alimenta con señales de la boca y de la nariz grabadas separadamente, por lo que no se produce enmascaramiento. También el

uso de frases y secuencias de sílabas repetidas permiten capturar mayor variabilidad temporal empleando kernels temporales.

5.2 Enunciado y efecto dialectal

En cuanto a los resultados relativos a los tipos de enunciado y los dialectos, conviene ser prudente. Dado el número limitado de hablantes por dialecto, no fue posible confirmar completamente si estos resultados reflejaban las propiedades del conjunto de participantes para cada base de datos o las características generales del dialecto. Sin embargo, teniendo en cuenta lo que sabemos sobre la nasalidad en estos dialectos, se puede proponer una explicación provisional para el complejo patrón de los resultados para dialectos y enunciados.
En primer lugar, los kernel temporales son más apropiados que los espectrales para procesar el habla corriente. Esta conclusión se ve respaldada por la evidencia de que, independientemente del dialecto, los kernel temporales producen los mejores resultados con los enunciados +dinámicos (es decir, frases y sílabas diaquinéticas). En segundo lugar, en el caso de las palabras, el procesamiento óptimo podría depender de la combinación de dialecto de los conjuntos de entrenamiento y prueba. En el caso de usar el mismo dialecto en ambos conjuntos (el mismo dialecto), los núcleos temporales volvieron a dar mejores resultados. Si los dialectos de entrenamiento y prueba son espectralmente similares (y posiblemente temporalmente diferentes, como en el caso de España-Chile), los kernels espectrales son óptimos; si los dos son diferentes (es decir, España-Costa Rica), los kernels temporales vuelven a ser los óptimos. En resumen, la combinación de kernels óptima en la mayoría de los casos es la temporal; sin embargo, en determinadas condiciones (por ejemplo, enunciados cortos y dinámicos) y conjuntos específicos de entrenamiento-prueba, los kernels espectrales pueden ser los más apropiados.

5.3 mfccNasalance frente a eNasalance

El principal resultado de este estudio fue que la correlación de las puntuaciones perceptivas realizada por los especialistas en logopedia fue mayor con el modelo propuesto mfccNasalance que con el modelo clásico eNasalance. Este resultado es independiente del dialecto de entrenamiento y de los enunciados de prueba, por lo que confirma la predicción de que la fórmula tradicional de eNasalance puede mejorarse teniendo en cuenta información espectral adicional. Basándonos en estos resultados, se confirma que mfccNasalance es una alternativa viable a eNasalance.
El método propuesto presenta algunas ventajas en comparación con el de Mathad et al [18]. La más importante es que, mientras Mathad et al utilizan casi exclusivamente información espectral, nuestro modelo puede adaptarse para que sea temporal o espectral (dependiendo de los datos lingüísticos). Esto hace que nuestro modelo sea muy flexible para procesar distintos tipos de enunciados (como los que suelen incluirse en los protocolos de evaluación de HN [4]). También es relevante que, mientras Mathad et al. utilizaron una base de datos de gran tamaño (100 h de duración), nosotros utilizamos conjuntos de datos relativamente pequeños de muestras de habla (entre 2h y 4h por dialecto). Este resultado es significativo porque crear un corpus de habla anotado de 100 h es mucho más costoso que crear corpus de habla de 2 horas. Además, nótese que el enfoque utilizado por Mathad et al. requería anotaciones fonéticas muy precisas (lo que significa que es necesario hacer una revisión manual de las bases de datos); en cambio, como nosotros sólo necesitamos saber que un sonido nasal estaba presente (y no la ubicación exacta), la revisión manual puede obviarse. En conjunto, esto significa que puede ser notablemente más fácil adaptar nuestro enfoque CNN a cualquier lengua que adaptar el modelo de Mathad et al.

6 Líneas futuras de investigación

El estudio actual evidencia que es factible crear un modelo de hipernasalidad que integre las ventajas de la Nasometría y, al mismo tiempo, utilice técnicas modernas de procesamiento de voz. También ilustra la posibilidad de fusionar diferentes métodos de procesamiento del habla, como los enfoques temporal y espectral. No obstante, la elección de kernels temporales y espectrales en este trabajo se realizó según el tipo de enunciado y el dialecto. Este enfoque no es el utilizado por los seres humanos, que basan sus preferencias en información sutil y de bajo nivel [32]. Futuros estudios deben analizar cómo combinar modelos CNN entrenados para procesar distintos

subtipos de información. Para esta tarea, una posible dirección podría ser explorar modelos neurocognitivos recientes sobre la percepción del habla [33].

Agradecimientos

Los autores desean expresar su agradecimiento a FICAT (Cataluña) y ASAFILAP (Andalucía).

Referencias

[1] A. Kummer, "Cleft Palate and Craniofacial Anomalies: Effects on Speech and Resonance, ed 3. Clifton Park," ed: Delmar Publishing, 2013.

[2] D. P. Kuehn and K. T. Moller, "Speech and language issues in the cleft palate population: the state of the art," *The Cleft palate-craniofacial journal,* vol. 37, no. 4, pp. 1-35, 2000.

[3] S. Howard and A. Lohmander, *Cleft palate speech: assessment and intervention*. John Wiley & Sons, 2011.

[4] A. John, D. Sell, T. Sweeney, A. Harding-Bell, and A. Williams, "The cleft audit protocol for speech—augmented: A validated and reliable measure for auditing cleft speech," *The Cleft palate-craniofacial journal,* vol. 43, no. 3, pp. 272-288, 2006.

[5] K. Bettens, F. L. Wuyts, and K. M. Van Lierde, "Instrumental assessment of velopharyngeal function and resonance: A review," *Journal of communication disorders,* vol. 52, pp. 170-183, 2014.

[6] S. G. Fletcher, I. Sooudi, and S. D. Frost, "Quantitative and graphic analysis of prosthetic treatment for “nasalance” in speech," *The Journal of Prosthetic Dentistry,* vol. 32, no. 3, pp. 284-291, 1974.

[7] C. E. Gildersleeve-Neumann and R. M. Dalston, "Nasalance scores in noncleft individuals: why not zero?," *The Cleft palate-craniofacial journal,* vol. 38, no. 2, pp. 106-111, 2001.

[8] C. Carignan, "Using ultrasound and nasalance to separate oral and nasal contributions to formant frequencies of nasalized vowels," *The Journal of the Acoustical Society of America,* vol. 143, no. 5, pp. 2588-2601, 2018, doi: 10.1121/1.5034760.

[9] K. H. Keuning, G. H. Wieneke, H. A. Van Wijngaarden, and P. H. Dejonckere, "The correlation between nasalance and a differentiated perceptual rating of speech in Dutch patients with velopharyngeal insufficiency," *The Cleft palate-craniofacial journal,* vol. 39, no. 3, pp. 277-284, 2002.

[10] T. U. Brancamp, K. E. Lewis, and T. Watterson, "The relationship between nasalance scores and nasality ratings obtained with equal appearing interval and direct magnitude estimation scaling methods," *The Cleft Palate-Craniofacial Journal,* vol. 47, no. 6, pp. 631-637, 2010.

[11] F. A. Khwaileh, F. S. Alfwaress, A. W. Kummer, and M. m. Alrawashdeh, "Validity of test stimuli for nasalance measurement in speakers of Jordanian Arabic," *Logopedics Phoniatrics Vocology,* vol. 43, no. 3, pp. 93-100, 2018.

[12] J. McKechnie, B. Ahmed, R. Gutierrez-Osuna, P. Monroe, P. McCabe, and K. J. Ballard, "Automated speech analysis tools for children’s speech production: A systematic literature review," *International journal of speech-language pathology,* vol. 20, no. 6, pp. 583-598, 2018.

[13] H. Dhillon *et al.*, "Current applications of artificial intelligence in cleft care: a scoping review," *Frontiers in medicine,* vol. 8, p. 676490, 2021.

[14] L. He, J. Zhang, Q. Liu, H. Yin, M. Lech, and Y. Huang, "Automatic evaluation of hypernasality based on a cleft palate speech database," *Journal of medical systems,* vol. 39, pp. 1-7, 2015.

[15] E. Akafi, M. Vali, N. Moradi, and K. Baghban, "Assessment of hypernasality for children with cleft palate based on cepstrum analysis," *Journal of medical signals and sensors,* vol. 3, no. 4, p. 209, 2013.

[16] X. Wang, M. Tang, S. Yang, H. Yin, H. Huang, and L. He, "Automatic hypernasality detection in cleft palate speech using cnn," *Circuits, Systems, and Signal Processing*, vol. 38, pp. 3521-3547, 2019.

[17] I. Moreno-Torres, A. Lozano, E. Nava, and R. Bermúdez-de-Alvear, "Which Utterance Types Are Most Suitable to Detect Hypernasality Automatically?," *Applied Sciences*, vol. 11, no. 19, p. 8809, 2021.

[18] V. C. Mathad, N. Scherer, K. Chapman, J. M. Liss, and V. Berisha, "A deep learning algorithm for objective assessment of hypernasality in children with cleft palate," *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, vol. 68, no. 10, pp. 2986-2996, 2021.

[19] K. Fukushima, "Neocognitron: A self-organizing neural network model for a mechanism of pattern recognition unaffected by shift in position," *Biological cybernetics*, vol. 36, no. 4, pp. 193-202, 1980.

[20] X. Wang, S. Yang, M. Tang, H. Yin, H. Huang, and L. He, "Hypernasalitynet: Deep recurrent neural network for automatic hypernasality detection," *International Journal of Medical Informatics*, vol. 129, pp. 1-12, 2019.

[21] J. Elvin, D. Williams, and P. Escudero, "Dynamic acoustic properties of monophthongs and diphthongs in Western Sydney Australian English," *The Journal of the acoustical society of America*, vol. 140, no. 1, pp. 576-581, 2016.

[22] R. J. Zatorre and P. Belin, "Spectral and temporal processing in human auditory cortex," *Cerebral cortex*, vol. 11, no. 10, pp. 946-953, 2001.

[23] S. Bongiovanni, "Acoustic investigation of anticipatory vowel nasalization in a Caribbean and a non-Caribbean dialect of Spanish," *Linguistics Vanguard*, vol. 7, no. 1, p. 20200008, 2021.

[24] K. He, X. Zhang, S. Ren, and J. Sun, "Deep residual learning for image recognition," in *Proceedings of the IEEE conference on computer vision and pattern recognition*, 2016, pp. 770-778.

[25] C. Szegedy *et al.*, "Going deeper with convolutions," in *Proceedings of the IEEE conference on computer vision and pattern recognition*, 2015, pp. 1-9.

[26] P. Boersma, "Praat, a system for doing phonetics by computer," *Glot. Int.*, vol. 5, no. 9, pp. 341-345, 2001.

[27] M. McAuliffe, M. Socolof, S. Mihuc, M. Wagner, and M. Sonderegger, "Montreal forced aligner: Trainable text-speech alignment using kaldi," in *Interspeech*, 2017, vol. 2017, pp. 498-502.

[28] M. Bruyninckx, B. Harmegnies, J. Llisterri, and D. Poch-Oiivé, "Language-induced voice quality variability in bilinguals," *Journal of Phonetics*, vol. 22, no. 1, pp. 19-31, 1994.

[29] E. Martínez-Celdrán, A. M. Fernández-Planas, and J. Carrera-Sabaté, "Castilian spanish," *Journal of the International Phonetic Association*, vol. 33, no. 2, pp. 255-259, 2003.

[30] J. Ortega-Garcia, J. Gonzalez-Rodriguez, and V. Marrero-Aguiar, "AHUMADA: A large speech corpus in Spanish for speaker characterization and identification," *Speech communication*, vol. 31, no. 2-3, pp. 255-264, 2000.

[31] I. Moreno-Torres, A. Lozano, R. Bermúdez, J. Pino, M. D. G. Méndez, and E. Nava, "Unmasking Nasality to Assess Hypernasality," *Applied Sciences*, vol. 13, no. 23, p. 12606, 2023.

[32] L. Xu and Y. Zheng, "Spectral and temporal cues for phoneme recognition in noise," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 122, no. 3, pp. 1758-1764, 2007.

[33] G. Hickok and D. Poeppel, "Neural basis of speech perception," *Handbook of clinical neurology*, vol. 129, pp. 149-160, 2015.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

EFECTO MUCANE: UNA ESTIMULACIÓN MUSICAL SIN PRECEDENTES COMO PASO PREVIO PARA SU APLICACIÓN CON NEONATOS PRETÉRMINO

Emilio Mateu Escribano[1]

[1]Investigador Independiente. C/ Francisco Ribera, 1. Portal 8, 4º B. 28918.Leganés. Madrid. España.627424027 {mateuemilio@gmail.com}

Resumen

La propuesta experimental MUCANE aquí presentada toma su nombre de sus siglas: "MÚsica para el CAmbio de vida de los NEonatos pretérmino" y ha sido aplicada previa superación del comité de ética correspondiente en el laboratorio nº 5 de la Fundación de Investigación Biomédica del Hospital Clínico San Carlos de Madrid. Con ella, se ha profundizado en aquellos aspectos que inciden de forma relevante en la conducta y fisiología de una población de ratas neonatas wistar a través de un conjunto específico de estimulaciones sonoras (ruidos), y de su contrapartida antagónica, mediante estimulaciones melódicas (música) establecidas de forma concreta y singular en su diseño, como paso prospectivo previo para su posterior aplicación con neonatos pretérmino.

El conjunto metodológico proporcionado se ofrece desde una innovadora perspectiva de musicoterapia pasiva, donde puede valorarse el efecto producido por dichas estimulaciones, como huella indeleble, que visibiliza, por un lado, el nivel de ansiedad o depresión y respuesta motriz de los animales sujetos a cada tipo de experimentación, y por otro, el nivel de activación, desarrollo o potenciación neuronales de los tejidos cerebrales de sus respectivos organismos.

Palabras clave: Ruido, estimulación sonora, musicoterapia pasiva, innovación musical, neonato pretérmino.

Abstract

This experimental proposal MUCANE presented here takes its name from its acronym: "It has been applied after passing the corresponding ethics committee in laboratory no. 5 of the Biomedical Research Foundation of the Clinical Hospital San Carlos of Madrid. With it, we have studied in depth those aspects that have a relevant impact on the behaviour and physiology of a population of neonatal wistar rats through a specific set of sound stimulations (noises), and their antagonistic counterpart, by means of melodic stimulations (music) established in a specific and singular way in its design, as a prospective step prior to its subsequent application with preterm neonates.

The methodological set provided is offered from an innovative perspective of passive music therapy, where the effect produced by these stimulations can be assessed, as an indelible trace, which makes visible, on the one hand, the level of anxiety or depression and motor response of the animals subjected to each type of experimentation, and on the other, the level of activation, development or neuronal potentiation of the cerebral tissues of their respective organisms.

Keywords: Noise, sound stimulation, passive music therapy, musical innovation, preterm newborn.

PACS nº.: 43.80.Nd / 43.50.Qp / 43.64.Tk / 43.64.Wn / 43.50.-x / 43.50.Ki / 43.75.-z / 43.75.Cd / 43.75.Zz / 43.60.-c / 43.80.Vj.

1 Introducción

1.1 La finalidad de esta propuesta experimental

Esta propuesta experimental, persigue desde su origen, una finalidad muy singular: "Descubrir, a través de evidencias científicas, si la Música, tiene o no, efectos beneficiosos y permanentes en el desarrollo evolutivo armónico e integral de las personas, incluso, considerando la influencia de dichos efectos antes de su nacimiento". La comprobación de estos efectos como huella indeleble [1] pretende evidenciar científicamente las activaciones de patrones cerebrales que se alcanzan a través de cualquier práctica musical -y la estimulación musical en todas sus formas, estaría incluida en esta reflexión- "salpicando" de pequeñas manchas casi todas las áreas del cerebro, lo que sin duda, supone un uso más eficiente y económico de sus capacidades. Dicha actividad musical presupone además, integrar funciones de alto nivel representadas por efectos profundos y duraderos sobre el modo de organizar el procesamiento general de la información en el ser humano.

1.2 La música como disciplina de primer orden en la Unión Europea

El Parlamento Europeo [2] sostiene que la Educación Musical es un derecho del ciudadano europeo, y espera de los gobiernos de los países miembros un incremento sustancial de la formación musical en sus escuelas para las próximos años. Por ello, el Consejo Europeo de la Música en la década de los 90 [3] ya concluía que únicamente en las escuelas públicas, los niños y adolescentes podían recibir una enseñanza musical intensa que les permitiera practicar durante toda su vida una actividad musical autónoma y alcanzar un comportamiento artístico y musical responsable. De esta manera, se contempla que el derecho democrático a la formación de las personas para el siglo XXI ha de incluir el derecho a la formación artística de calidad, y de forma específica, a una formación musical de calidad.

En definitiva, todos los niños y adolescentes de las escuelas europeas deberían recibir una formación musical que les conduzca a practicarla a lo largo de su vida. Los gobiernos nacionales de la Unión Europea deben cargar con la responsabilidad de su planificación, y para ello, con el cumplimiento de los objetivos de formación correspondientes [4] que se encuentran contenplados en una serie de documentos clave sobre Educación Musical en las enseñanzas obligatorias, donde, asumiendo las directrices de la UNESCO sobre la importancia de la Educación Artística en el desarrollo integral de la persona, lleva décadas trabajando por la plena inclusión de este área de conocimiento en los currículos de sus estados miembros y encargando a sus instituciones educativas una serie de informes que recojan el estado actual de esta materia en los sistemas educativos de los veintisiete, con la idea de conocer su configuración en las normas educativas de los mismos, para posteriormente y tras su estudio, lanzar las propuestas de mejora oportunas que permitan consolidar su presencia en los currículos nacionales. En general, tampoco ha de subestimarse el papel integrador y la influencia de la música y de la Educación Musical de calidad, para las personas procedentes de diferentes culturas, en temas como la organización del ocio, la formación de la capacidad de juicio y el comportamiento comunicativo y social, etc. como aspectos todos ellos sobresalientes que deben considerarse de forma adecuada y obligatoria.

1.3 Saliendo de mi zona de confort educativa

Desde el punto de vista pedagógico y educativo, me surgían una serie de preguntas que no podía contestar: ¿cómo puedo ayudar desde mi parcela educativa?, ¿cómo se podría atender mejor a los niños?, ¿cuál será la edad más apropiada para contextualizar y ubicar el esfuerzo?, ¿por qué ahora, se diagnostican tantos niños con problemáticas tan diversas?, ¿hacia qué tipo de sociedad nos dirigimos? Pues, por un lado, el propio sistema está suprimiendo y anulando de manera sistemática recursos de primer orden que posee, y por otro, se está viendo obligado a invertir en gasto público para crear y atender otros nuevos, ¿cómo hacer frente a las necesidades actuales derivadas de circunstancias cada

vez más complejas y multiproblemáticas de la escuela y sociedad actuales?, y, ¿cómo hacerlo desde la música? De todo este proceso de reflexión interna pude advertir dos posibles direcciones a la hora de afrontar respuestas. Había que salir de la zona de confort que me proporcionaba el contexto educativo, ya que las circunstancias actuales, no permitían aportar nada nuevo, y se debería empezar por el principio, por el "origen de la vida", ubicando el esfuerzo y dedicación profesionales a los niños que acababan de nacer, mejor aún, a los niños que ya se encontraban con dificultades, incluso antes nacer. Todo ello, tendría sentido, si salía de mi zona de confort educativa y lo ubicaba en contexto clínico.

1.4 De la Educación Musical a la Musicoterapia

La confluencia de las dos premisas anteriores llevaba irrevocablemente a concluir con una única pregunta final, aunque con dos matices: ¿Puedo ayudar con la música a los niños denominados neonatos pretérmino y hacerlo desde un contexto clínico, alejándome así de los entornos educativos, donde se aporten valoraciones cuantitativas que sumen rigor a los previsibles resultados que se pudieran obtener? y, ¿podrían estos resultados favorecer un cambio de dirección en el contexto educativo, de manera que sirvieran como instrumento de legitimación incuestionable de la música? La respuesta resultante proponía resolverse girando la utilización de la música desde la Educación Musical hacia la disciplina de la Musicoterapia, conceptualizaciones éstas que podían relacionarse [5] aunque los objetivos considerados entre ambas cambiaban necesariamente su naturaleza y propósito en función del enfoque metodológico perseguido. Esta vez, apoyándome en el enfoque clínico que me permitía la musicoterapia más vanguardista y el incesante desarrollo de diferentes avances tecnológicos en la actualidad.

1.5 Contextualizando esta propuesta experimental en la musicoterapia pasiva actual

Desde un punto de vista estrictamente musical, tanto las referencias nacionales como internacionales encontradas nos sitúan en el marco tradicional que nos interesa, que no es otro, que el estrechar el cerco conceptual entre Ciencia y Música. De esta forma, la musicoterapia [6] se define como «la aplicación científica del arte de la música y la danza con finalidad terapéutica». Pero, sobre todo, la musicoterapia es una ciencia porque supone «objetividad, colectividad, repetición y verdad». Quizás por ello, el músico impresionista Claude Debussy, definiera la Música como una totalidad de fuerzas dispersas, expresadas en un proceso sonoro que incluía el instrumento, el instrumentista, el creador y su obra, un medio propagador y un sistema receptor [7]. En consecuencia, el concepto de estimulación musical utilizado en la presente experimentación responde a la versatilidad que ofrece la musicoterapia actual, más concretamente en su modalidad pasiva en contraste con su homónima, la modalidad activa o "música en vivo" [8].

2 Metodología

2.1 Las vertientes multidisciplinares de la propuesta experimental MUCANE

El trabajo multidisciplinar de campo de esta propuesta experimental se ha basado en acotar conceptualmente las tres vertientes utilizadas respecto de sus parámetros iniciales de estudio. En este sentido, los elementos implicados de cada una de ellas han sido los siguientes:
Respecto de la vertiente musical, el elemento inicial de estudio viene representado por la melodía y su tímbrica, como parámetro principal a la hora de abordar las piezas musicales desde una perspectiva también acústica en cuanto a las frecuencias o tonos en las que éstas se definen. Así, nuestra propuesta musical se adapta a los planteamientos, por un lado, del modelo de organización melódica u organización del tono [9] donde se propone por primera vez un modelo del procesamiento musical debidamente abordado en el plano de la percepción melódica, y por otro, al innovador experimento clínico para prematuros, financiado en Suiza por la Fundación Nacional de la Ciencia y la Fundación de

la Primera Infancia, donde se utiliza música especialmente compuesta para estos niños proponiendo un estudio doble ciego, a través de la composición de piezas melódicas especialmente creadas para ellos que simulan entornos de estimulación agradables ligados al despertar, acompañamiento al sueño e interactuación en el parto, principalmente para este tipo de neonatos, provocando diferentes ambientes sonoros, cuyo enfoque de musicoterapia desde la modalidad pasiva consigue mejorar significativamente la conectividad funcional entre la red prominente y las redes auditiva, sensoriomotora, frontal, tálamo y precuneus de los prematuros estudiados, proporcionando a éstos una organización de redes cerebrales similar a la de los recién nacidos a término [10].

Para poder valorar adecuadamente la estimulación musical en este diseño experimental y apreciar su efecto compensador, consideramos a nuestro recurso principal, la rata neonata Wistar, como el instrumento clave para estimar en élla, dicho efecto. Iniciamos la "búsqueda" -si se me permite la expression- para encontrar la "rata musical" que este animal lleva dentro y que derivado de estas estimulaciones musicales viera comprometido su propio organismo y en consecuencia, su comportamiento fisiológico, motor, cognitivo, perceptual, autonómico, e incluso, psicológico y emocional; es decir, su comportamiento global y functional en la pruebas neuroconductuales realizadas dentro del entorno inmediato tras la experimentación en laboratorio. Así, el desarrollo experimental MUCANE aquí presentado ha comprobado que los animales de la camada sometida o estimulada con música, obtienen valores en los resultados finales muy afines a los del grupo control, lo que quiere decir, que la música les ha servido como efecto compensador a la hora de combatir el estrés provocado por la separación de la madre [11].

Después de sondear y valorar dentro de la Historia de la Música la posibilidad de encontrar los mejores ejemplos musicales respecto de las distintas etapas, autores, géneros, estilos, etc. para poder en un primer intento de aproximación, seleccionar las piezas musicales adecuadas e ir avanzando en la construcción de nuestro "Arca de la música", nos propusimos plantear un primer filtro de selección de las piezas musicales de cara al diseño experimental de esta parte de nuestro estudio. Independientemente de la selección musical concreta que pudiéramos elegir, éramos conscientes de la necesidad de analizar bien los criterios de selección para asegurar una toma de decisiones lo más objetiva posible a los intereses perseguidos, que no eran otros, que cumplir con los objetivos planteados en el diseño musical de aproximación. Teníamos claro que estos requisitos pasaban por respetar dos elementos principales para poder así optar a una selección definitiva. Por un lado, respetando el rango audible perseguido en el experimento. Véase Figura 1, donde aparece una limitación ética previamente contemplada, situada por coherencia en el valor de presión sonora máximo entendible como razonable, tras el análisis de los valores derivados de los dos informes periciales obtenidos sobre los focos sonoros relativos a ruidos y nivel de presión sonora en la UCIN del HCSC. Derivado de ello, se consideró que el límite de presión sonora de las estimulaciones musicales y/o sonoras estuvieran en un margen máximo comprendido entre 57,8 a 60 dB -este ultimo representó el límite ético máximo de experimentación-, que reflejaba una franja de medidas mínimas a las observadas del conjunto de los análisis de todos los ruidos estudiados.

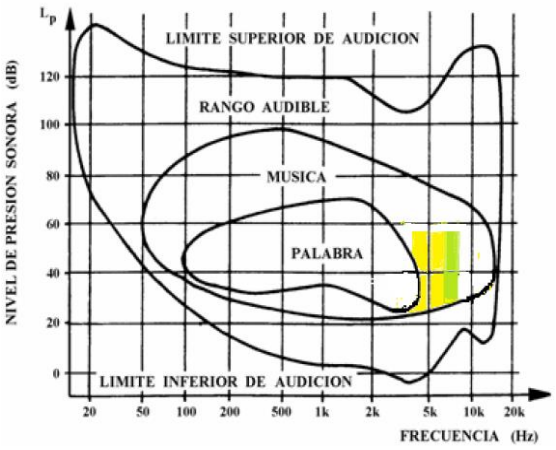


Figura 1 – Adaptación propia sobre el rango audible MUCANE extraído de ondasyacustica.com (2018)

De forma paralela, debíamos apelar convenientemente a la vertiente acústica de la música a través de las melodías siguiendo los planteamientos y conceptualizaciones de la musicoterapia, proponiéndonos ubicar de entrada las estimulaciones musicales en márgenes de alta frecuencia (entre 3.000 a 20.000 Hz) para energetizar y que se vieran afectadas favorablemente las operaciones mentales y psicológicas, pero sobre todo, tomando como referencia principal la supuesta excitación producida en las ondas cerebrales como base neurológica de las estimulaciones musicales, con especial consideración sobre las ondas de tipo α (principalmente) [12] y tipo β por su significación en el ámbito de la neuroestimulación auditiva [13]. Así, el espectro de frecuencias musicales que hemos tenido finalmente en cuenta para elegir las piezas musicales, e incluso crearlas, o por qué no, reconstruirlas a través de otras ideas musicales, se ubica principalmente en el primer tramo de la zona amarilla entre 3000 a 6000 Hz, lo que hemos considerado y denominado como "filtro MUCANE" en este estudio o propuesta experimental de investigación. Véase Tabla 1.

Tabla 1 – Frecuencias de las melodías con filtro MUCANE adaptada y extraída de Del Olmo (2009:72)

Notas Musicales	Número de la Octava								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
DO	32,7	65,4	130,8	261,7	523,5	1.047,0	2.094,0	4.188,1	8.376,3
DO# RE *b*	34,6	69,3	138,6	277,3	554,6	1.109,2	2.218,4	4.436,9	8.873,8
RE	36,7	73,4	146,8	293,7	587,5	1.175,1	2.350,2	4.700,4	9.400,9
RE# MI *b*	38,9	77,8	155,6	311,2	622,4	1.244,9	2.489,8	4.979,6	9.959,3
MI	41,2	82,4	164,8	329,7	659,4	1.318,8	2.637,7	5.275,4	10.550,9
FA	43,6	87,3	174,6	349,3	698,6	1.397,2	2.794,4	5.588,8	11.177,7
FA# SOL *b*	46,2	92,5	185,0	370,0	740,1	1.480,2	2.960,4	5.920,8	11.841,6
SOL	49,0	98,0	196,0	392,0	784,0	1.568,1	3.136,2	6.272,5	12.545,0
SOL# LA *b*	51,9	103,8	207,6	415,3	830,6	1.661,2	3.322,5	6.645,1	13.290,2
LA	54,9	109,9	219,9	440,0	879,9	1.759,9	3.519,9	7.039,8	14.079,6
LA# SI *b*	58,2	116,5	233,0	466,1	932,2	1.864,5	3.729,0	7.458,0	14.916,0
SI	61,7	123,4	246,8	493,8	987,6	1.975,2	3.950,5	7.901,0	15.802,0

De esta manera se han creado y utilizado las siguientes piezas musicales: M1 = Ángela, M2 = Nino, M3 = Zarza, M4 = Abeja, M5 = Luna y M6 = Bossa. Estas seis melodías o piezas musicales fueron tocadas e instrumentadas a una afinación de 432 Hz para efectuar la grabación original, siguiendo los parámetros acústicos de las frecuencias ubicadas entre 3000 a 6000 Hz, asegurando las estimaciones previas de carga cortical o enriquecimiento neuronal prestablecidas y en consecuencia, la normalización y mejora de los sujetos propuestos para esas estimulaciones auditivas según la previsión indicada en función de su maduración o edad gestacional, respetando siempre, el principio básico de escucha fácil o "easy listening" [14]. Véase Tabla 2.

Tabla 2 – Análisis de piezas musicales MUCANE versus edad gestacional (2017)

CANCIÓN	RITMO	MELODÍA	ARMONÍA	ESTRUCTURA	INSTRUMENTACIÓN
ÁNGELA	JAZZ WALTZ COMPÁS 3/4	AMBITO de 5ª (SOL 6 – RE 7) 3136,2 a 4700,4 hz	EN A: SOLm/RE EN B: DOm/REm/Mib/FA/SOL	FORMA A - B	VIOLÍN PIANO RHODES GUITARRA ACÚSTICA
NINO	BALADA COMPÁS 4/4	AMBITO de 8ª (RE 6 – MI 7) 2350,2 a 5275,4 hz	EN A: REm/SOLm/DO/FA/MIm REm/LA/Rem EN B: DO7/FA/DO7/FA/DO7/ FA/REm/MI/LAmaj7	FORMA A - B	VIOLINES GUITARRA ACÚSTICA
ZARZA	LATIN COMPÁS 4/4	AMBITO de 7ª (MI 6 – RE 7) 2637,7 a 4700,4 hz	REm7/SOL7 DOmaj7/SOL7	FORMA A - A´	VIOLIN PIANO RHODES BATERIA PERCUSIÓN
ABEJA	BALADA ROMÁNTICA COMPÁS 4/4	AMBITO de 11ª (FA# 5 – SI 6) 1480,2 a 3950,5 hz	LA/RE/MI/LA FA#/SIm/SI7/MI	FORMA Variaciones A - A´- A´´...	VIOLINES PIANO RHODES GUITARRA CLÁSICA
LUNA	POP COMPÁS 4/4	AMBITO de 7ª (RE 6 – DO 7) 2350,2 a 4188,1 hz	EN A: REm/A EN B: SOLm/DO/FA/REm/MIm LA/REm	FORMA INTRO - A - B	VIOLINES PIANO RHODES BAJO ACÚSTICO BATERÍA
BOSSA	BOSSA NOVA COMPÁS 4/4	AMBITO de 5ª (SI 5 – FA# 6) 1975,2 a 2960,4 hz	LAmaj7/Sim/MI/LAmaj7 Sim/DO#m/DO/Sim/MI/ LAmaj7/MI	FORMA A	PIANO RHODES GUITARRA CLÁSICA PERCUSIÓN BAJO ACÚSTICO

La base principal, en este modelo sonoro y/o musical, es que, en las estimulaciones con música (MU), desde el criterio fundamental denominado: "escucha fácil", la sencillez se aplica a todas las estructuras planteadas: estrofas y estribillos, en general, sin introducciones, ni codas, ni puentes, ni "descansos", donde la consonancia melódica empaste con la progresión de los acordes y la base rítmica. Todo con extraordinaria sencillez, que nos invite a sumergirnos en un mundo sonoro abierto y accesible, no exento de contenido musical, pero tratando de huir de lo sofisticado y lo complejo. En definitiva, se concede especial atención al ámbito melódico. Todas las melodías giran en un ámbito de quinta, aunque en algunos momentos se extiendan a una octava y una novena. Los entornos melódicos protagonistas están generalmente en ese ámbito de quinta y los intervalos más representativos son de segunda mayor y menor, por lo que se aprecian a menudo efectos en la melodía propios de los grados conjuntos, con el fin de aumentar el apuntado efecto "easy listening", pero siempre, con un límite ético de presión sonora preestablecido en 60 dB como máximo para su reproducción o estimulación en laboratorio clínico.
Respecto de la vertiente técnica, donde el elemento inicial de estudio viene referido a la tipología de ruidos propios de una Unidad de Cuidados Intensivos Neonatales del Hospital Clínico San Carlos de Madrid (UCIN del HCSC, en adelante), donde se registran, graban y analizan cada uno de éstos para su estudio, así como se define el diseño de prototipo de recinto simulador de incubadora denominado "prototipo para roedores", para la realización de las mediciones acreditadas y pruebas clínicas conforme a una prospección de entorno real materializada en laboratorio clínico donde se lleva a cabo esta propuesta experimental. Se procede a la primera toma de medidas válida para el estudio y se acota la relación de aparatos registrados y analizados susceptibles de producir ruido en la UCIN de HCSC a fecha 15/11/2016 con certificación colegiada quedando clasificada como muestra la Tabla 3. De los 37 aparatos disponibles, se tomó registro a 28 de éstos (marcados en verde).

Tabla 3 – Aparatos susceptibles de producir ruido en la UCIN del HCSC (2016)

MATERIAL COMPLETO susceptible de producir ruido en UCIN de HCSC (15/11/2016):

Nº	EQUIPO - VARIABLES	GRABADO	CTR	TR	TM	PS	I	F	NPS	DE
1.	Sensor Medics 3100 A VIASYS ***	N								
2.	Oxido Nítrico INOmax Dsir	S								
3.	Respirador Babylog 8000 Draeguer	S								
4.	Sipap Infant Flow Carefusion	S								
5.	Sipap Arabella Hamilton Medical	S								
6.	Cpap Infant Flow System Eme	S								
7.	Sistema de alto flujo Fisher and Paykel	S								
8.	Cámara humidificadora Fisher and Paykel Healthcare	S								
9.	Invos Oximeter Somanetics	S								
10.	Monitor Función Cerebral Olympic 6000 (CFM 6000***)	N								
11.	Monitor Electrocardiografia Draeger Infinity kappa***	N								
12.	Pulsioxímetro Nellcor Covidien	S								
13.	Pulsioxímetro Máximo Radical 7	S								
14.	Tensiómetro Philips Sure Sing VS3	S								
15.	Mezclador Biomed Devices	S								
16.	Fototerapia fría Bilisoft***	N								
17.	Fototerapia caliente Ardo Amelux***	N								
18.	Hipotermia Inspiration Healthcare Tecotherm Neo	S								
19.	Incubadora Draeguer Caleo (dentro - fuera)	S								
20.	Incubadora America medix mod.sm401 (no grabado-bebé)	N								
21.	Incubadora de transporte Giraffe (no grabado-bebé)	N								
22.	Respirador de Transporte Biomed Crossvent 2+	S								
23.	Bomba de perfusión sistema jeringa Alaris Guardalis Plus	S								
24.	Bomba de perfusión Alaris vs Plus Guardalis	S								
25.	Bomba de alimentación Enteral Alaris Enteral	S								
26.	Sacaleches Spectra	S								
27.	Sacaleches Mamivac Sensitive cfh	S								
28.	Calientabiberones Barkey	S								
29.	Gasómetro Gem Premier 4000	S								
30.	Ordenador monitor Lenovo torre y teclado hp	S								
31.	Ordenador HP Compaq lp 1905 torre del teclado Nec	S								
32.	Ordenador HP 1740***	N								
33.	Conductos Aire Acondicionado (en sala+++)	S								
34.	Ecocardiógrafo Mindray	S								
35.	Cuna térmica Draeger Babytherm 8004 (no grabado-bebé)	N								
36.	Sacaleches Medela	S								
37.	Conductos Aire Acondicionado (en pasillo-cuarto+++)	S								

LEYENDA: (N = NO / S = SI)
CTR – Comportamiento Temporal del Ruido (qué parámetro utilizar para su cuantificación)
TR – Tipo de Ruido (estable, fluctuante, impulsivo…)
TM – Tiempo de Medición (en segundos)
PS – Potencia Sonora (energía acústica de la fuente emisora de ruido)
I – Intensidad (en dB)
F – Frecuencia (en Hz)
NPS – Nivel de Presión Sonora (cuantificación de esta energía en un punto del medio)
DE – Dosis de Exposición (alto, medio, bajo – a la que se ve sometido el neonato)
(+++ – Muy ruidoso) / (* – ruido despreciable al oído)**

Todo ello, acompañado de los certificados de calibración y verificación de los aparatos utilizados (Sonómetro Tipo 1 CESVA SC310 y Calibrador Acústico RION NC74) en las fechas de 27/07/2018 y 28/07/2018 respectivamente, a través del laboratorio profesional LACAINAC [15].
Los criterios de selección de estos focos sonoros fueron tres: 1. Registrar el mayor número de ruidos posibles. 2. Ordenar y clasificar dichos ruidos. 3. Elegir una relación reducida de los ruidos más representativos. Finalmente, los focos sonoros se seleccionaron atendiendo de forma directamente proporcional a los funcionamientos atencionales (regularidad en su utilización, tiempos de exposición, etc.) y se estimó una selección de los seis ruidos más significativos por su relevancia para su tratamiento posterior en estudio profesional de sonido, antes de utilizarlos ya tratados en laboratorio clínico.
Estos seis aparatos/ruidos, en una segunda campaña de medición acreditada a fecha de 02/10/18, figuran en la Tabla 4 por ser considerarlos los más relevantes para este estudio y la propuesta experimental con ratas Wistar neonatas planteada, sobre todo, por la elevada significación que podía extraerse de su uso y utilización permanentes con los neonatos pretérmino en el día a día de la UCIN de HCSC de Madrid.

Tabla 4 – Aparatos/ruidos seleccionados para la propuesta experimental MUCANE de Sánchez Cid, M. (2018)

DÍA 02/10/2018

								DENTRO		FUERA	
			TEMP	HUM	SPL 1			REC OMNI		REC CAR	
					dBA			FAM		FAM	
0A		SALA PRINC			58,8 a 63,1			-20,1			
								SON 003			
0B		SALA ANEXA	24,6	22,8º	57,7 a 61						
1		INCUBADOR	26,5	22	58*			-18,9	SON 002		
2		RESPIRAD			59			-20	SON 006	-28,9	SON 004
3		SACALECH			58,2					-35,7	SON 008
4		ARABELLA			59,7			-20,8	SON 015	-32,9	SON 011
5		HIPOTER			59,2			-21,1	SON 017	-31,3	SON 016
4		ALTO FLUJO			59,9			-20,7	SON 019	-29,4	SON 018
La incubadora CALEO			marca	menos de	47 dBA	en su pdf.					
ND9 CALIBRATOR			94 y 114 dB a 1000 Hz		IEC942 CLASS I						
SONÓMETRO SL-5868P			IEC 651 TYPE 2		ANSI 1.4 TYPE 2						

GRABADO CON ZOOM H4 n A 44.1 y 16

* Al existir sonido en el entorno, este han podido influir en la medida.

De todo ello, la comunidad científica posee evidencias sustantivas sobre la incidencia que estos ruidos suponen y las complicaciones que se derivan con los neonatos pretérmino que las sufren, al margen, de que éstas, han aumentado en la actualidad en muchos países, refleja unos logros ciertamente limitados en la prevención de situaciones de alto riesgo [16], en comparación con los avances médicos que han reducido la mortalidad de los nacimientos prematuros en estas dos últimas décadas. Sin embargo, cabe señalar que la Ley 16/2003, de 28 de mayo, de Cohesión y Calidad del Sistema Nacional de Salud de nuestro país, estableció la necesidad de elaborar garantías de seguridad y calidad que deben exigirse para la regulación y autorización por parte de las comunidades autónomas de la apertura y puesta en funcionamiento en su respectivo ámbito territorial de los centros, servicios y establecimientos sanitarios. Por ello, desde este estudio se pretenden aportar algunos aspectos esenciales que pueden servir de referencia, especialmente ligados al entorno sonoro, pues de los requisitos contemplados en el R.D. 1277/2003, de 10 de octubre, que desarrolla la mencionada Ley 16/2003, que establece las bases generales sobre la autorización de centros, servicios y establecimientos sanitarios, de forma explícita se definen y relacionan las condiciones específicas que se han de garantizar para asegurar la calidad y seguridad de la que deben ser objeto estos entornos sanitarios y/o asistenciales.

Del mismo modo, la base principal para este modelo sonoro y/o musical en cuanto a las estimulaciones con ruido (R) desde el criterio fundamental denominado: escucha fácil o "easy listening", se vuelve a aplicar con sencillez en su reproducción toda la tipología de focos sonoros encontrada, pero siempre, con el límite ético de presión sonora preestablecido en 60 dB como máximo para su estimulación en laboratorio, igual que ocurría, con las reproducciones o estimulaciones de su contrapartida antagónica. Cabe anticipar también otro aspecto sobresaliente desde el punto de vista de la física del sonido, pues los focos sonoros representativos del estudio poseen la particularidad de que producen ruidos de bajas frecuencias situados en valores ≤ 1000 Hz [17] siendo registrados y grabados directamente en entorno real. En consecuencia, estos focos de ruido se presuponen estímulos aversivos muy activadores, cuya carga emocional negativa quedará reflejada a nivel funcional en los resultados obtenidos.
Respecto de la vertiente médica, el elemento inicial de estudio viene representado por la localización cortical de los estímulos sonoros y/o musicales recibidos, y el efecto que a éstos se le presuponen, respectivamente, dentro del organismo del animal. En sentido general, el recorrido de la onda sonora tiene un itinerario mecánico desde el pabellón auricular hasta llegar al nervio auditivo del oído interno. En su vertiente fisiológica, la música, como cualquier estímulo acústico, es detectada a nivel coclear y posteriormente la información es conducida a través de la vía auditiva ascendente hacia la corteza auditiva. La vía auditiva aferente involucra a los núcleos cocleares, complejo olivar superior, lemnisco lateral, colículo inferior y núcleo geniculado medial del tálamo [18]. Desde el tálamo auditivo existen conexiones directas a la amígdala cerebral que están implicadas en respuestas relacionadas a la emoción que produce un estímulo auditivo [19]. Por tanto, la corteza auditiva humana se localiza en el giro temporal superior en relación a la fisura lateral. Desde un punto de vista histológico, la corteza auditiva primaria (Área 41) se ubica en la región medial del giro de Heschl, justo en la porción anterolateral del mismo plano, mientras que la corteza auditiva secundaria (Área 42) se encuentra lateral al área 41. Posterior al giro de Heschl se encuentra el Planum Temporale, que se describe como la corteza auditiva de asociación (Área 22), que basa su participación en el procesamiento de estímulos tanto auditivos como de otras modalidades [20]. Todo ello, cuando el sistema auditivo se ve desarrollado de forma completa y no posee ninguna patología auditiva, como entendemos ocurre con el diseño experimental propuesto. Véase Figuras 2.

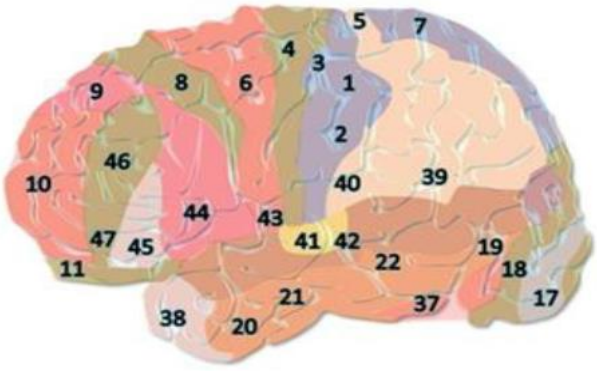
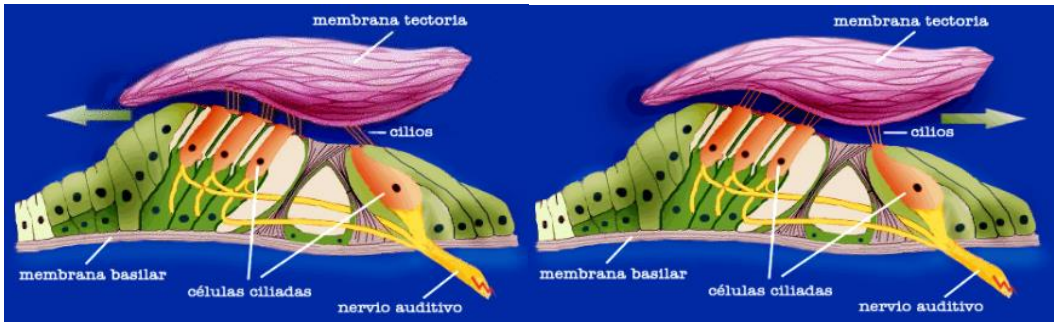


Figura 2 – Localización cortical de la Música (áreas 22, 41, 42) extraído de la web neurovida.com (2024)

En este sentido, la Corteza Auditiva (área 41y 42) que se localiza en los giros transversales (o de Heschl) de la corteza temporal. En esta área cerebral termina la radiación auditiva proveniente del núcleo geniculado medial del tálamo (la que está tono tópicamente organizada), de tal forma que los tonos graves están representados lateralmente en la corteza mientras que los tonos agudos, están representados en la zona de entrada medial. De entre todas las áreas primarias sensoriales, la función de esta área es detectar los cambios de frecuencia y de localización de la fuente sonora para que luego la información se dirija al área auditiva secundaria. Así, la estimulación en esta área produce sensaciones auditivas burdas, como susurros, zumbidos o golpeteos y las lesiones en esta zona pueden producir dificultad de la ubicación del sonido en el espacio y pérdida de la audición.

De la misma manera, el Área Auditiva Secundaria o Área Psicoauditiva (área 22 y 42) se relaciona con la comprensión del lenguaje oral (vocalizaciones en caso de la rata Wistar). En esta área se sigue procesando la información auditiva proveniente de la corteza auditiva primaria, para después pasar a un área asociativa superior (área 22) que es la fundamental para interpretar los sonidos asociados a la comprensión del lenguaje hablado en el ser humano [21, p.156].
El itinerario mecánico de la onda sonora cambia cuando se dan ciertos mecanismos en el odio interno. La percusión del estribo sobre la ventana oval de la cóclea provoca una sucesión de presiones intermitentes en el líquido (perilinfa) que llena la rampa vestibular. Estas ondas de presión hacen oscilar [21, p.158] hacia arriba y hacia abajo la fina membrana basilar sobre la que descansa el órgano de Corti, por lo cual éste oscila al compás de este movimiento acompasado. De esta manera, debido a que están los extremos de los filamentos de sus células ciliadas fijados a la membrana tectoria, estos cilios realizan un movimiento de cizalla de un lado a otro. Véase Figura 3 donde puede visualizarse ese proceso auditivo.



Cilios con movimiento hacia la izquierda Cilios con movimiento hacia la derecha

Figura 3 – Movimiento de cizalla de los cilios extraído de la web: xteccat.com (2024)

En consecuencia, la endolinfa que baña los cilios posee una diferencia de potencial eléctrico en relación a la perilinfa de los canales vecinos, por lo tanto, la cóclea actúa como un acumulador. A esa circunstancia hay que añadir que entre la superficie y el interior de cada célula ciliada existe una diferencia de potencial eléctrico. Todo este conjunto, más el movimiento de cizalla de los cilios, provoca que las células ciliadas se exciten generando impulsos eléctricos que circulan por sus axones. Los diferentes axones se unen para formar el nervio auditivo que transporta estos impulsos al cerebro.
Por tanto, de la misma forma que un micrófono transduce las diferencias de presión de aire generadas por la voz de quien habla en impulsos eléctricos, la cóclea transduce también el movimiento de las células ciliadas en impulsos eléctricos. Las oscilaciones de la membrana basilar se propagan a lo largo de toda la cóclea (de la misma manera que si se sacude una cuerda por un extremo ésta serpentea hasta el otro), sin embargo, si el sonido es agudo la ondulación producida es más marcada en la base (entrada) de la cóclea, mientras que cuanto más grave sea, la ondulación se desplazará de forma más marcada hacia la parte interior.
En conclusión, cada frecuencia hace oscilar de forma máxima la membrana basilar en un punto determinado del caracol y solamente se estimulan las células ciliadas de aquella región, las que están "especializadas" en aquella frecuencia. Todo ello se refiere a un tono puro lógicamente, pero cada palabra y cada sonido del mundo real está formado por multitud de frecuencias. Por ello, el habla o cualquier sonido complejo provocan que se estimulen simultáneamente diversas regiones de la cóclea. Este es uno de los elementos clave para incidir en la neuroestimulación tonotópica derivada de la ubicación de frecuencias que de forma natural [21, p.162] se produce a la entrada de la cóclea. Dicha base conceptual es el referente principal donde descansa la propuesta musical MUCANE aquí presentada. Véase Figura 4.

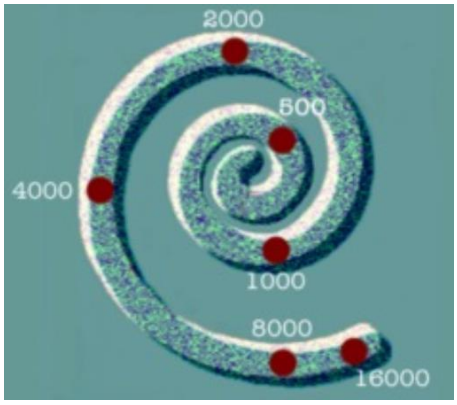


Figura 4 – Ubicación de las frecuencias en la cóclea extraído de la web: imagui.com (2024)

Finalmente, el nervio auditivo, formado por una multitud de axones, transporta el impulso eléctrico codificado al cerebro, haciendo algunas sinapsis hasta los centros auditivos subcorticales. En esta penúltima estación ya es posible discriminar las intensidades o presiones sonoras y las frecuencias de los sonidos, pero todavía no se puede percibir una estructura rítmico-melódica o entender qué palabra se ha dicho. Para ello, es necesario que los impulsos lleguen a su destino final [21, p.164], las áreas auditivas corticales. Una vez allí, se realiza una descodificación, que permite la percepción auditiva propiamente dicha.

2.2 Las ratas neonatas Wistar: el mejor recurso

La rata neonata Wistar se convierte en un recurso inigualable para poder destinarlo a la propuesta experimental planteada de este modelo, pues en la mayoría de los laboratorios que realizan fenotipos conductuales con ratas, y a pesar de la cantidad de variabilidad que persiste en el comportamiento de estos animales, en la FIB del HCSC se dan unas condiciones de cría y vivienda altamente estandarizadas para poder utilizar a este animal como recurso. De esta manera, pueden desde sus instalaciones, involucrar patrones de comportamiento individuales específicos consistentes en el tiempo generándose unas condiciones ambientales estables en su entorno.

Desde un punto de vista biológico más específico, la epigénesis (del griego epi: sobre - génesis: generación, origen, creación) predice que los órganos del embrión son formados por medio de inducción por parte del ambiente, es decir, que las características de los seres vivos no se encuentran preestablecidas, sino que adquieren su disposición a medida que avanza el desarrollo. Este es un concepto muy interesante de cara a las estimulaciones sensoriales de este modelo experimental.

Por otro lado, tenemos como recurso el binomio música-ruido y sus efectos sobre la fisiología y comportamiento animal. No solo su presión sonora, frecuencia, duración, etc. influye, también existen otros aspectos como la capacidad auditiva de la especie y cepa del animal, la edad y estado fisiológico en el momento de la exposición, entre otros factores relevantes. Por tanto, los sonidos con significado a niveles de intensidad o presión sonora relativamente bajos pueden tener un efecto considerable en la fisiología y comportamiento del animal al comprometer su sistema límbico y los centros superiores implicados en la determinación del contexto y significado [22].

Teniendo como recurso a estos animales con un espectro de sonidos audible más amplio que el humano, con una sensibilidad auditiva que se localiza cerca de los 40 Hz [23] y con capacidad hasta los 80.000 Hz, donde, las ratas Wistar concretamente, poseen un límite auditivo más alto, en torno a los 50.000 Hz. La literatura científica informa en diferentes estudios que existe liberación elevada de dopamina al ser estimuladas musicalmente convirtiéndose en un mecanismo neuroquímico que puede explicar los sentimientos de recompensa que aporta la música [24]. Lo cierto es que estimula ciertas estructuras como la amígdala, el córtex, el hipocampo y el hipotálamo, de manera que los canales de atención del cerebro se ven afectados por estímulos auditivos significativos, y muy específicamente, en los momentos críticos de la formación de la audición fetal [25].

Cabe señalar también que la vocalización ultrasónica que provoca el cuidado materno comienza después del nacimiento y aumenta en intensidad hasta 8º día. Sus oídos se abren sobre el día 3 y la capacidad de ser condicionados a las señales auditivas está presente sobre el día 4 o 5 postnatales. Todas estas circunstancias resultan favorables para que las estimulaciones sonoras y/o musicales recibidas tengan su efecto entre los días establecidos de n1 (día 1 postnatal) a n5 (día 1 postnatal) del modelo experimental planteado.

2.3 El prototipo de roedores para el modelo sonoro y/o musical propuesto

El conjunto de reproducibilidad sonora final se realiza con sonómetro tipo 1 modelo SOLO, con micrófono MCE-212, preamplificador PRE-21S y su correspondiente software de acústica para la adquisición y post procesamiento de datos dBTRAIT32 de la firma 01dB, materializando técnicamente las mediciones obtenidas a partir de los diferentes registros de audio de los ruidos existentes y referidos al interior de las incubadoras neonatales, así como de las composiciones musicales creadas y de los registros de ruido apuntados en dichas incubadoras mezclados con las composiciones musicales apuntadas. Véase Figura 5 donde se aprecia el sistema de captación y verificación utilizado en la confirmación de las medidas preestablecidas para validar el sistema de reproducción de audio empleado, dando lugar a la estimación del conjunto de reproducibilidad sonora ofrecido con límite ético de 60 dB.



Figura 5 – Sistema de reproducibilidad sonora fina de García-Calderón Montejo, E. (2019)

3 Resultados

En cuanto a las pruebas neuroconductuales, se muestra la comparativa de estas pruebas sobre el test OF y test SF:
En primer lugar, reflejar una limitación importante de entrada en el experimento. Aquí la comparativa ofrecida, se realiza con una (Camada 1b) de crías de un grupo de control anterior donde los animales son absolutamente normales y no han sido separados de la madre en ningún momento ni estimulados con las 2 horas con silencio que estaban prescritas, es decir, no se ha producido, como hubiera sido lo indicado, haber contado con una (camada 1a) donde las crías si hubieran sido separadas de sus madres para ser expuestas a 2 horas de estimulación de silencio como estaba previsto.

Con la camada “GC” se valora test OF con variable: “entradas al centro”. De esta manera, la estadística se valora siempre con una ANOVA de comparación múltiple mediante test de Bonferroni [26] - comentado con anterioridad, donde (*) supone una significación de $p < 0.05$ al comparar con el GC-. Los animales expuestos a R y M tienen menos entradas en el campo abierto, indicando que la manipulación y la separación de la madre durante la prueba ha sido suficiente para generar un aumento de ansiedad generalizado en las dos camadas al llegar a adultos. Si que es cierto que la camada expuesta a M muestra una tendencia a una menor ansiedad (traducida en mejor respuesta en el medio) que los sujetos de la camada expuesta a R. Sin embargo, la diferencia no es estadísticamente significativa.

Se pone de manifiesto el problema de la falta de tiempo que ha habido, al no contar con una camada 1a que tuviera a sus crías con 2 horas al día de separación de la madre en la jaula de estimulación con S. Por tanto, la camada estimulada con M los sujetos ofrecen una tendencia a una menor ansiedad que los expuestos a R en esta prueba, pero el resultado no tiene significación estadística, posiblemente por no haber desarrollado el experimento de la forma prevista e indicada que hubiera sido utilizar protocolo exacto con la camada 1a. Véase Figura 6.

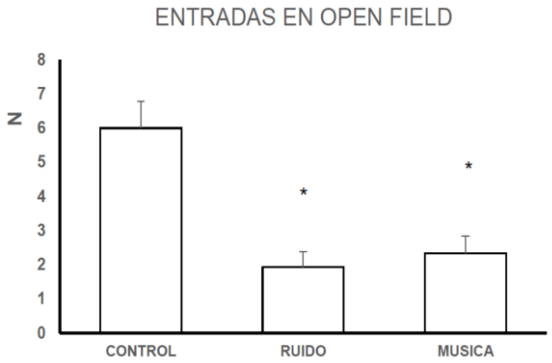


Figura 6 – Comparativa de entradas al centro en OF del Laboratorio nº 5 de la FIB del HCSC (2020)

Con la camada "GC" se valora test de NF: agua - variables: trepar / nadar / flotar. Los animales expuestos a R están más tiempo nadando, pero menos tiempo trepando o en situación de climbing (alpinismo). Este último indicador, es más específicamente un test de huida, que apunta, tras su análisis y valoración, que los animales estimulados con R reflejan menos repuesta de huida (lucha) al estar deprimidos. En conclusión, se puede sugerir que el mayor tiempo de natación puede ser más producto de hiperactividad, pero que la reducción del tiempo trepando sugiere un evidente componente depresivo que claramente es menor en la camada estimulada con M. Es decir, los estimulados con R trepan menos que con M, lo que sugiere que los animales estimulados con R están más deprimidos, ya que estimular con R ofrece peor respuesta del animal al medio. Véase Figura 7.

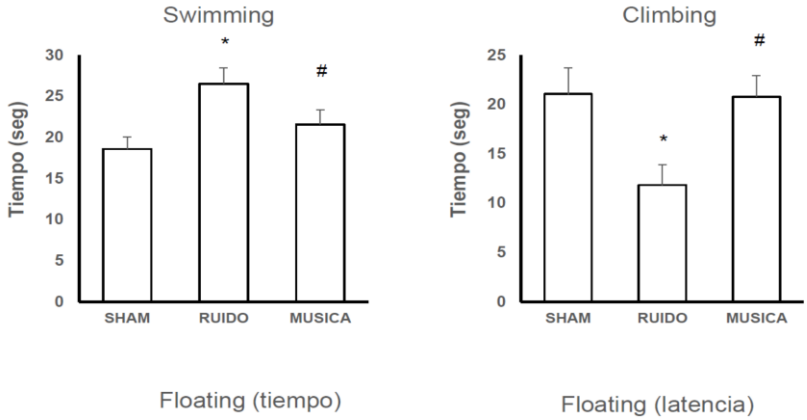


Figura 7 – Comparativa del Swimming y Climbing en NF del Laboratorio nº 5 de la FIB del HCSC (2020)

Con los animales expuestos a M no presentan la conducta de desesperanza que sugiere la reducción de tiempo trepando o en la situación de climbing (alpinismo), lo que evidencia un efecto positivo directo de la exposición con M, y más aún, cuando confirmamos esta circunstancia con los datos de latencia. Es decir, el tiempo que tardan en dejar de moverse o quedarse flotando inertes. Este tiempo es menor en los animales estimulados con R (para algunos autores de la literatura científica de referencia, este indicador es más predictivo de conducta depresiva que el hecho en sí de un mayor tiempo en el que puedan estar flotando), por tanto, la estimulación con M normaliza esta respuesta.

En consecuencia, los animales estimulados con M trepan más, y junto a los hechos de latencia, es decir, que tardan más tiempo en llegar a la situación de abandono (flotar), evidencian menos ansiedad y componente depresivo que los sujetos estimulados con R. En consecuencia, la estimulación con M ofrece mejor respuesta del animal al medio. Véase Figura 8.

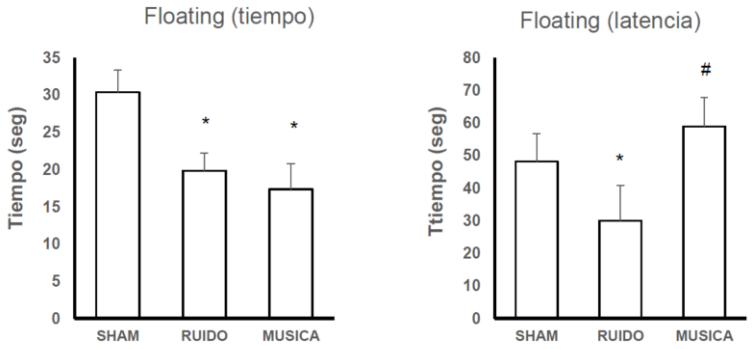


Figura 8 – Comparativa en situación de floating en NF del Laboratorio nº 5 de la FIB del HCSC (2020)

En cuanto a las pruebas histológicas, las dos zonas cerebrales (corteza prefrontal y corteza pario temporal) estudiadas tanto en hemisferio izquierdo como en derecho de cada sujeto de cada grupo de experimentación con la variable de la densidad neuronal (muerte celular) no hay diferencias en la densidad neuronal entre los diferentes grupos, lo que indica que las diferencias antes comentadas en las pruebas neuroconductuales se deberían más a alteraciones funcionales (de circuitos de neurotransmisores) que a un daño físico sobre el tejido cerebral.
En conclusión, no hay diferencias en la densidad neuronal entre los diferentes grupos. Es decir, no hay más daño cerebral por el hecho de estimular de diferente forma. Véase Figura 9. Sin embargo, ello no significa que no haya habido alteraciones funcionales importantes, que es lo que si evidencia la experimentación realizada.

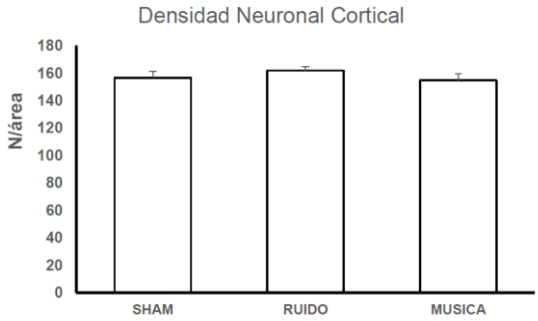


Figura 9 – Comparativa de la densidad neuronal entre camadas del Laboratorio nº 5 de la FIB del HCSC (2020)

4 Conclusiones

La primera conclusión y la más evidente, es que el efecto de la separación de la madre y las 2 horas de estimulación con silencio no ha podido verificarse lo que supone claramente una limitación importante del estudio, que podrá valorarse como elemento de discusión. Sin embargo, los animales expuestos a M normalizan estas respuestas, haciendo que se comporten con respuestas análogas a los sujetos del GC (recordemos, camada con sujetos que no han sido separados de la madre), es decir, invierten significativamente más tiempo trepando. Esto resulta de suma relevancia porque en la prueba de OF (campo abierto), y también en el computo temporal de flotación inerte o en situación de floating (flotar),

tanto los sujetos de las camadas estimuladas con R como los estimulados con M, se comportan igual. Sin embargo, esta circunstancia evidencia o sugiere, que su separación materna y ese período de estrés que supone esta circunstancia, tienen efectos a largo plazo en el animal respecto a su comportamiento en el medio. En definitiva, el hecho de separar a los sujetos de la madre, independientemente de la estimulación recibida, evidencia efectos significativos a largo plazo sobre la ansiedad y cierto componente depresivo [27]. En consecuencia, separar a los sujetos de la madre les perjudica en su etapa adulta. Aquí no se aporta gráfica estadística, sin embargo, se trata de un hecho suficientemente contrastado en la literatura científica.

Pese a todo lo expuesto anteriormente, los animales expuestos a M no presentan la conducta de desesperanza que sugiere la reducción de tiempo trepando o en la situación de climbing (alpinismo), lo que evidencia un efecto positivo directo de la exposición con M, y más aún cuando confirmamos esta circunstancia con los datos de latencia, donde el tiempo invertido es menor en los animales estimulados con R y, por tanto, la estimulación con M normaliza esta respuesta. Por ello, una tercera conclusión es que los animales estimulados con M trepan más, y junto a los hechos de latencia, evidencian menos ansiedad y componente depresivo que los sujetos estimulados con R. En consecuencia, la estimulación con M ofrece mejor respuesta del animal al medio.

En resumen, y extrapolando estos datos en la dirección de aplicar este modelo de diseño experimental con los neonatos pretérmino (ya no de forma prospectiva, sino como evidencias científicas derivadas de la experimentación realizada), las pruebas neuroconductuales realizadas en laboratorio clínico arrojan evidencias significativas sobre el hecho de que la separación de la madre y su consecuente exposición al estrés, que es lo que tendrían todos los niños prematuros por el mero hecho de estar ingresados en una maquina incubadora, tiene efectos perjudiciales a largo plazo, aumentado ansiedad y las respuestas depresivas en referencia a sus etapas posteriores, entre otras variable de referencia [28]. Una conclusión final reside en el hecho de estimular a los neonatos pretérmino con M, pues se indican evidencias de efectos beneficiosos a largo plazo para combatir el aumento de la ansiedad y respuestas depresivas, entre otras variables de mejora [29], [30]. En definitiva, estimular a los niños prematuros con Música ayuda sustancialmente su neurodesarrollo a nivel funcional y produce muchos beneficios en su etapa posterior.

Referencias

[1] Altenmüller, E. & Gruhn, W. (1998). La investigación de la función cerebral y la educación musical. *Eufonía*. *Didáctica de la Música, 10: La investigación en música*, 51-76. Graó. Barcelona.

[2] Conferencia de Palermo (1994). Conclusiones. *La enseñanza musical en las escuelas públicas.* Palermo.

[3] Consejo Europeo de la Música (1994). Formación musical para todos. *El derecho democrático a la formación incluye el derecho a la experiencia artística*. Bratislava.

[4] López García, N. & De Moya Martínez, M. (2017). Documentos clave de la Unión Europea sobre Educación Musical en las enseñanzas obligatorias. *Revista Electrónica Complutense De Investigación En Educación Musical RECIEM, 14, 171-186*. Recuperado de https://doi.org/10.5209/RECIEM.52409 [Confirmado el 27, 06, 2024].

[5] Bruscia, K.E. (1997). Definiendo Musicoterapia. *Amaru. P.*, 29. Salamanca.

[6] Poch, S. (1981). Musicoterapia. *Boletín de la Sociedad Española de Pedagogía Musical. nº 2, 29.* Madrid.

[7] Grout, D. & Palisca, C.V. (2001). Historia de la música occidental: la música europea desde la década de 1870 hasta la Primera Guerra Mundial. *Alianza Música. 3a Edición, 845-94*, Madrid.

[8] Del Olmo, Mª J. (2009). Musicoterapia con bebés de 0 a 6 meses en cuidados intensivos pediátricos. (Tesis Doctoral). *Facultad de Ciencias de Medicina. UAM, 93-94*. Madrid.

[9] Peretz, I. & Coltheart, M. (2003). Modularity of music processing. *Nature Neuroscience, 6 (7): 688-91*. Université de Montréal.

[10] Lordier, L., Meskaldji, D.E., Grouiller, F., Pittet, M.P., Vollenweider, A., Vasung, L., Borradori-Tolsa, C., Lazeyras, F., Grandjean, D., Van De Ville, D. & Hüppi, P.S. (2019). Music in premature infants enhances high-level cognitive brain networks. *Proc Natl Acad Sci U S A 116(24):12103-12108*. DOI: 10.1073/pnas.

[11] Castelhano-Carlos, M. J. & Baumans, V. (2009). El impacto de la luz, ruido, limpieza de las cubetas y transporte interno sobre el bienestar y estrés de las ratas de laboratorio (revisión de la traducción del original al español). Instituto de Investigación de Ciencias de la Vida y de la Salud (ICVS), *Facultad de Ciencias de la Salud, Universidad de Minho, Campus de Gualtar, 4710-057. Braga, Portugal; y Departamento de Animales, Ciencia. y Sociedad, División de Laboratorio de Ciencia Animal, Universidad de Utrecht, Países Bajos. Animales de laboratorio; 43: 311– 327.* DOI: 10.1258/la.2009.0080098.

[12] Bravo, V. M. & Lucero, O. (2009). Análisis de la "Sonata para dos pianos K 448" y "El Efecto Mozart" que produce en los seres humanos (Tesis doctoral). *Instituto Politécnico Nacional. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Unidad Profesional "Adolfo López Mateos", 2-63.* México D.F.

[13] Tomatis, A. (1991). Pourquoi Mozart?, 35-45. Fixot. París.

[14] Online Radio Box, Web (2024). Easy Listening "fácil escucha - audición fácil". Melodías sencillas, pegadizas y relajantes. Recuperado de la web https://onlineradiobox.com/es/genre/easy_listening/ [Confirmado el 22,06,2024].

[15] LACAINAC (Laboratorio de Calibración de Instrumentos Acústicos) de la Universidad Politécnica de Madrid. Campus sur UPM. ETSI Topografía. Ctra. Valencia, km 7. 28031 – Madrid.Tel.: (+34) 91 336 4697 / (+34) 91 331 1968 Ext. 30. Ingeniero inspector: Francisco Garreta Gutiérrez-Solana. Web: www.lacainac.es – lacainac@i2a2.upm.es.

[16] Ministerio de Sanidad, Servicios Sociales e Igualdad. Informes, estudios e investigación (2014). Unidades de Neonatología: estándares y recomendaciones de calidad. Centro de publicaciones Paseo del Prado, 18. NIPO: 680-14-147-2, 30. Madrid.

[17] Xun Yu, L., et al. (2011). A neonatal incubator with sound cancelling features to minimise injury to the newborn. Patent number US20140003614A1. *US Patent Office. Extraído del Servicio de Patentes IFI CLAIMS.* Recuperado de https://www.ificlaims.com/. [Confirmado el 01,07,2024].

[18] Délano, P.H. (2012). Sistema auditivo central. Atlas de cirugía otológica y otología mágica. Volumen 1. Hermanos Jaypee, 77-84. Ed. M.V. Goycoolea.

[19] Le Doux, J.E., Sakaguchi, A. & Reis, D. (1984). The efferent subcortical projections of the medial geniculate nucleus through conditioned emotional responses to acoustic stimuli. *Journal Neurosci, 4. 683-98.* New York, United States.

[20] Griffiths,T.D., Buchel, C., Frackowiak, R. & Patterson, R.D. (1984). Análisis de es-tructura temporal del cerebro humano a través del sonido. *NAT Neurosci, 1: 422-7.* New York, EEUU.

[21] Alcaraz Romero, V.M. (2000). Estructura y función del sistema nervioso: recepción sensorial y estados del organismo. *Ed. Guadalajara. Universidad de Guadalajara, Instituto de Neurociencias. 156-164.* México.

[22] Turner, J.G., Parrish, J.L., Hughes, L.F., Toth, L.A. & Caspary, D.M. (2005). Hearing in laboratory animals: non-auditory differences in rats of different strains Effects of noise. *CompMed; 55: 12–23*. PMID: 15766204.

[23] Gourevitch, G. & Hack, M. (1966). Rat Audibility. PMID: 5969608.Med Line,62 (2): 289. Recuperado de https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/5969608 [Confirmado el 27,06,2024].

[24] Levitin, D.J. (2005). The rewards of listening to music: physiological response and connectivity of the meso-limbic system. *Neuroimaging.* 28 (1): 175-84.

[25] Barrio Tarnawiecki C. (2005). Desarrollo de la percepción auditiva fetal: La estimulación prenatal, 11-15, *Pediátrica: Temas de revisión.* Vol.3, nº 2.

[26] Estadisticaorquestainstrumento.wordpress.com. En la web digital: Test Bonferroni y su interpretación estadística. Recuperado de https://estadisticaorquestainstrumento.wordpress.com /2013/01/28/ -test-de-bonferroni/. [Confirmado el 19,06,2024].

[27] Ramos, A. (2008). Modelos animales de ansiedad: ¿necesito múltiples pruebas? *Tendencia en Ciencias Farmacológicas,493-498.* 29 (10).

[28] Almadhoob, A. & Ohlsson, A. (2015). Manejo de la reducción del ruido en la Unidad de Cuidados Intensivos Neonatales para recién nacidos prematuros o de muy bajo peso al nacer: una revisión sistémica. *Cochrane Database Syst. Rev. 1: CD010333*. DOI: 10.1002 / 14651858.CD010333.pub2. [Confirmado el 27,06,2024].

[29] Pölkki, T. & Korhonen, A. (2012). The effectiveness of music on pain in preterm infants in the neonatal intensive care unit: a systematic review. *JBI Libr Syst Rev. 10 (58): 4600-4609*. Recuperado de https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/25633155. [Confirmado el 28,06,2024].

[30] Standley, J. (2002). A meta-analysis of the effectiveness of music therapy for premature infants. *Revista de investigación pediátrica, 107-113*. 17 (2).

SE 10

Ensino da acústica

Enseñanza de la acústica

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

HISTÓRIA DO ENSINO DA ACÙSTICA NA UNIVERSIDADE RWTH AACHEN

Michael Vorländer[1]

[1]Institute for Hearing Technology and Acoustics (IHTA), RWTH Aachen University, Germany
{mvo@akustik.rwth-aachen.de}

Resumo
A acústica é ensinada na Universidade RWTH Aachen desde a década de 1950 como parte do programa de engenhariaelectrotécnica . Com a fundação do "Institut für Technische Akustik" (Instituto de Acústica Técnica,), ITA, em 1963, houve maior ênfase no estudo da acústica e vibrações. Os primeiros directores foram Wilhelm Janovsky e Heinrich Kuttruff. Os actuais directores do Instituto são Michael Vorländer (desde 1996) e Janina Fels (desde 2012). O programa de ensino consiste principalmente em 11 cadeiras teóricas e 2 laboratoriais, de 4 ECTS cada. Seminários e contribuições com módulos para outras disciplinas completam o catálogo de ensino. Este artigo apresenta uma visão geral do desenvolvimento do ensino da acústica ao longo das décadas e uma breve perspetiva para o futuro.

Palavras-chave: Ensino da acústica, ensino orientado para a pesquisa, história.

Abstract
Acoustics has been taught at RWTH Aachen University since the 1950s as part of the electrical engineering program. With the foundation of the Institute of Technical Acoustics, ITA, in 1963, the focus on acoustics and vibration was emphasized. First leaders were Wilhelm Janovsky and Heinrich Kuttruff. Current Institute directors are Michael Vorländer (since 1996) and Janina Fels (since 2012). The teaching program mainly and consists of 11 lectures and 2 laboratory courses of 4 ECTS each. Seminars and contributions with modules for other disciplines complete the portfolio. The article gives an overview of the development of teaching in acoustics over the decades and a brief outlook for the future.

Keywords: Acoustics education, research-oriented teaching, history.

PACS no. 43.10.Sv

1 Introdução

Em 1963, foi fundado o Instituto de Acústica Técnica (ITA) na Universidade RWTH Aachen. Nas primeiras décadas, o foco foi a acústica na sua vasta gama de fundamentos e aplicações, abrangendo a acústica musical, a acústica de salas, os ultra-sons, a psicoacústica, o controlo do ruído e o processamento de sinais para medição e análise do som. A direção incluiu Wilhelm Janovsky (1963-1971, figura 1), Heinrich Kuttruff (1972-1995, figura 2), Michael Vorländer (1996-, figura 3 esquerda) e Janina Fels (2012-, figura 3 direita). Em 2021, o instituto foi renomeado de acordo com o envolvimento alargado em redes interdisciplinares da RWTH para "Institute for Hearing Technology and Acoustics - IHTA", Instituto de Tecnologia Auditiva e Acústica, com ênfase crescente na investigação auditiva.

Desde 1963, gerações de estudantes de engenharia eletrotécnica e de tecnologias da informação foram formadas em cursos de “licenciatura” (bachelor) / “mestrado” (master) / “doutoramento” (PhD), bem como físicos e engenheiros mecânicos. O artigo resume alguns factos históricos das contribuições académicas. Os nomes e datas foram maioritariamente retirados de [1]. Uma versão semelhante a este artigo foi apresentada no congresso Forum Acusticum 2023 [2].

2 Primeiros anos – 1963-1972

2.1 A acústica na engenharia da comunicação

Desde os anos 50, o instituto de engenharia de comunicações, IENT, (dirigido por Volker Aschoff, mais tarde também reitor da RWTH) oferecia palestras sobre electroacústica. Aschoff foi professor de Jens Blauert, um dos fundadores de tudo o que sabemos sobre a audição binaural. Depois de Aschoff, Hans Dieter Lüke continuou o grupo do IENT sobre psicoacústica e audição binaural até à década de 1990. Klaus Genuit e Hans-Wilhelm Gierlich, os impulsionadores da empresa HEAD acoustics, formaram-se no IENT. Entre 1972 e 1995, Hans Dieter Lüke colaborou com Heinrich Kuttruff, cada um deles com grande impacto na teoria dos sinais e na acústica, respetivamente.

2.2 A acústica torna-se independente

Durante o tempo de Aschoff, e mesmo antes, Wilhelm Janovsky esteve envolvido como perito e docente em vários domínios da acústica. Finalmente, foi-lhe oferecido um lugar de professor catedrático em 1961 e diretor do Instituto de Acústica Técnica - ITA, em 1963/64. Wilhelm Janovsky orientou 6 doutoramentos em 1963-1970. As suas principais áreas de investigação foram o som e as vibrações em geral, e a psicoacústica. Co-orientou também 16 doutorandos, a maioria em engenharia mecânica.



Figura 1 – Prof. Wilhelm Janovsky (1904-1971).

Também em 1963, os "Laboratórios de Ultra-sons" liderados por Reimar Pohlman foram associados ao ITA. Pohlman dirigiu os "Laboratórios de Ultra-sons" em Aachen entre 1957 e 1977. Ele foi professor de Joachim Herbertz, que mais tarde foi professor na universidade de Duisburg e se e se dedicou aos efeitos do som de alta frequência na saúde.

3 ITA RWTH 1972-1996

As décadas de 70, 80 e 90 foram marcadas por Heinrich Kuttruff. Com ele, foi dado um grande foco à acústica de salas e aos ultra-sons, mas sem reduzir os fundamentos no programa de ensino e na investigação. A investigação e o ensino do Kuttruff foram fortemente influenciados pelo seu percurso

profissional no 3º Instituto de Física da Universidade de Göttingen e pelo seu mentor Erwin Meyer [3]. Após o seu doutoramento em acústica de salas e a habilitação em ultra-sons (cavitação e sonoluminescência), ensinou como docente em Göttingen e foi nomeado professor na Universidade Técnica de Darmstadt e professor e diretor do ITA em Aachen em 1972.

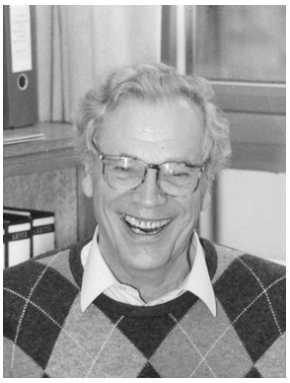


Figura 2 – Prof. Heinrich Kuttruff. (fotografia de 1995)

A partir de 1972, a acústica na RWTH sofreu uma mudança significativa em termos de aumento do espaço para laboratórios, oficinas e escritórios num novo edifício. Depois de ter sofrido restrições estruturais e soluções intermédias, esta foi a base para actividades de investigação e ensino alargadas.

Heinrich Kuttruff ensinou Acústica Técnica (partes I e II), "Ultra-sons" e "Acústica de salas". O laboratório de acústica técnica com 11 exercícios laboratoriais completou o portfólio de ensino, incluindo também, naturalmente, projectos de tese para estudantes que terminassem o diploma (5 anos) em engenharia eletrotécnica ou em física.

Tabela 1 – Aulas teóricas (todas em alemão) e práticas de laboratório nos anos 1973-1995.

Titulo	Aulas teóricas de 90 min e de exercícios de 45 min	Equivalente em ECTS
Acústica Técnica I e II	25	8
Ultra-sons	12	4
Acústica de salas	12	4
Laboratório Acústica Técnica	10 de 180 min	4

O número de alunos nas cadeiras teoreticas era de cerca de 100, nas aulas especiais de cerca de 20, e o número de alunos que trabalhavam nas suas teses finais era de cerca de 10 por ano (sendo assim considerados como "acústicos"). Este número deve ser ser tido em conta com os cerca de 800 alunos principiantes do curso geral de engenharia eletrotécnica.

Os temas de investigação eram bastante diversificados e abrangiam nomeadamente a dinâmica de bolhas em agua (cavitação), acústica de salas, qualidade de violinos, propagação de ruído em áreas urbanas, electroacústica multicanal, melhoramento da fala.

Um dos maiores avanços dessa altura foiuma abordagem alternativa para a conceção de cabeças artificiais, baseada na melhor correspondência entre indivíduos que "doaram" a sua forma como base para a cabeça artificial da ITA. A melhor correspondência foi determinada em experiências de audição entre sujeitos com um conjunto de dados de HRTF individuais. Outro avanço significativo foi a versão inicial do software de *ray tracing* para acústica de salas e a sua manutenção sustentável (até hoje), por

um lado, e o hardware e software de processamento digital de sinais para controlo e medição de sistemas electroacústicos e acústicos, por outro.

Um aspeto muito importante foi o ensino orientado para a investigação, ou seja, a formação dos estudantes em projectos e teses após a conclusão das aulas teóricas. Estes foram sempre estreitamente orientados para os tópicos dos projectos de investigação e, assim, alcançaram dois efeitos. Por um lado, os alunos eram obrigados não só a reproduzir investigações de acordo com as instruções, mas também a desenvolver novas soluções de forma autónoma. Por outro lado, os projectos de investigação puderam ser trabalhados em grupo.

No domínio da pesquisa, 23 jovens investigadores, incluindo o autor, concluíram as suas teses de doutorado sob a orientação de Kuttruff.

4 ITA RWTH depois 1996

Após a reforma de Heinrich Kuttruff, Michael Vorländer foi nomeado seu sucessor em 1996. Vindo do PTB, o Instituto Nacional de Física em Braunschweig, incluiu mais elementos de medição, calibração e técnicas de medição digital na série de palestras, mas mantendo ainda a base da "Acústica Técnica" de Kuttruff. O laboratório de ultra-sons foi encerrado devido aos elevados custos de manutenção e à falta de espaço.

A tradição de manter as ferramentas de software e a infraestrutura durante um longo período de tempo foi mantida de propósito. Desta forma, o software de simulação que surgiu na década de 1980 poderia ser utilizado como base para a extensão e melhoria contínuas. Além disso, a estrutura da tecnologia DSP foi mantida.

Em 2012, Janina Fels entrou como professora assistente. Criou o seu próprio grupo centrado na tecnologia auditiva, expandiu as actividades ao longo dos anos e, finalmente, tornou-se professora titular de tecnologia auditiva e acústica em 2020.





Figura 3 – Profs. Michael Vorländer e Janina Fels.

4.1 Ensino: Continuidade com ligeiras adaptações

Com o progresso científico e tecnológico após o ano 2000, a simulação por computador tornou-se mais importante. Este facto foi também expresso por uma nova aula sobre "Realidade Virtual Acústica". A "Psicoacústica" foi ensinada por Klaus Genuit, que foi convidado a juntar-se às actividades de ensino como orador adjunto (mais tarde professor adjunto). Em 2012, foram acrescentadas as disciplinas

"Técnicas de medição e electroacústica" (ensinada por Gottfried Behler) e "Acústica médica" (parte I: Audição, parte II: Voz, ensinada por Janina Fels). O curso "Acústica de salas" foi transferido para um formato de curso compacto (1 semana a tempo inteiro) com conteúdo adicional de sistemas de reforço sonoro e apoiado por professores externos (Alfred Schmitz, Anselm Goertz). Em 2020, o ensino foi alargado a mais ofertas para estudantes de arquitetura (Josep Llorca-Bofí).

Também se pode observar que, ao longo do tempo, cada vez mais o ensino da acústica tem sido solicitado a outras disciplinas, como a biologia, a medicina, a arquitetura e a engenharia civil. Isto reflecte-se em módulos individuais em aulas teóricas e práticas (figura 4).

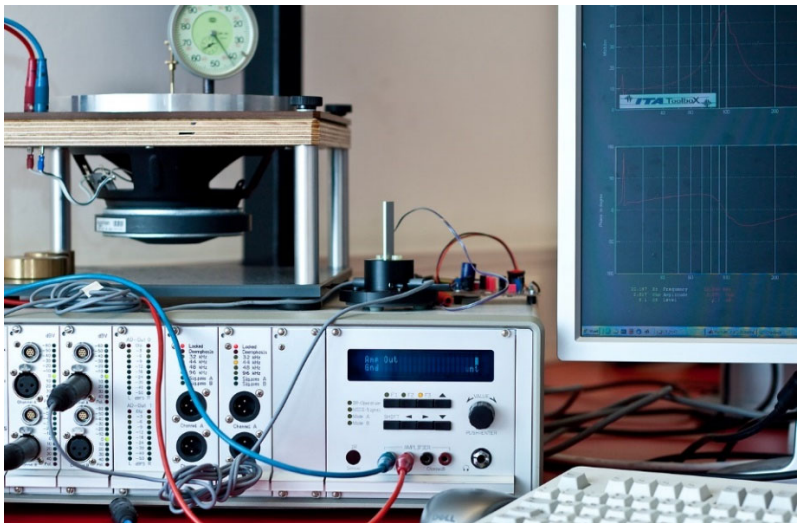


Figura 4 – Curso de laboratório acústico com "ITA toolbox" [5]

Por último, houve também uma nova iniciativa da Universidade Técnica de Berlim para criar um "MOOC" (curso online aberto e massivo), que é organizado conjuntamente por várias universidades [5]. Um MOOC é um formato puramente online, com vídeos e ferramentas interactivas, em que os estudantes podem aprender individualmente. O exame também é efectuado online (www.edx.org).

Tabela 2 – Aulas teóricas principais (todas em inglês) e práticas de laboratório desde 2020.

Titulo	Aulas de 90 min e exercícios de 45 min	Equivalente em ECTS
Básicas de acústica	12	4
Acústica Técnica	12	4
Realidade Virtual Acústica	12	4
Tecnologia auditiva	12	4
Psicoacústica	12	4
Electroacústica	12	4
Acústica das comunicações	(MOOC)	5
Acústica de salas	(uma semana)	4
Laboratorio Acústica	10 de 180 min	4
Laboratorio RVA	8 de 240 min	4

Atualmente, o número de alunos nas cadeiras fundamentais é de cerca de 120, nascadeiras especiais é de cerca de 40, o número de alunos que trabalharam na sua tese final é de cerca de 20 por ano (sendo, portanto, "acústicos"). Isto deve ser tido em conda com os 350 alunos de primeiro ano do mestrado em engenharia eletrotécnica.

4.2 Estrutura nova: extensão à tecnologia auditiva

Com duas cátedras, é possível abranger uma maior diversidade e é necessária maior infra-estrutura. Na investigação, a realidade virtual acústica, tecnologia de ãudio 3D (figura 5) e a tecnologia de audição binaural (figura 6) tornaram-se o núcleo da investigação, mas ainda num cenário muito amplo de questões e aplicações de investigação. Isto também se reflecte na integração de consórcios de investigação (e ensino) em equipas interdisciplinares da RWTH, que combinam a acústica com a arquitetura, a engenharia elétrotécnica, a engenharia mecânica, a biologia, a psicologia e a informática.



Figura 5 – Sistema de som 3D experimental com 68 alto falantes.

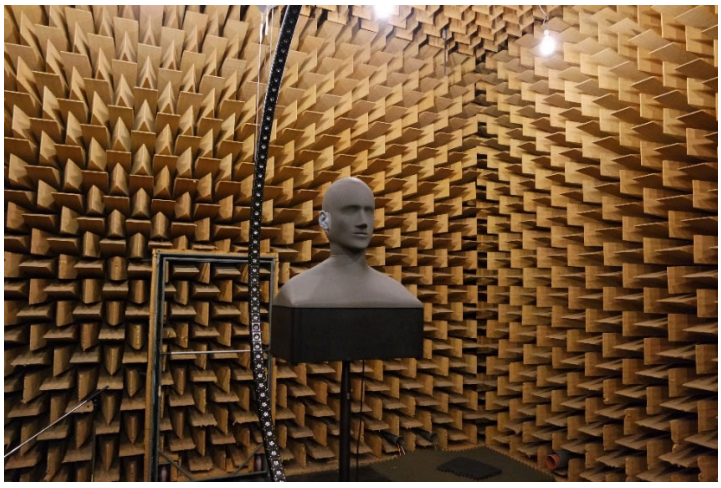


Figura 6 – Sistema para medição rápida de HRTF e cabeça artificial.

Em particular, o grupo de tecnologia auditiva cresceu durante um curto período de tempo, pelo que o nome do instituto foi alterado de ITA (acústica técnica) para IHTA (tecnologia auditiva e acústica), ver figura 7. Janina Fels adquiriu fundos para grandes consórcios de investigação, que liga as disciplinas da ciência da audição à realidade virtual e à psicologia. Esta é uma prova de que a acústica pode desempenhar um papel importante num contexto interdisciplinar de som, perceção e design.



Figura 7 – Transição para um novo nome em 2020

Além disso, entre 2021 e 2026, será criado um terceiro grupo no IHTA, denominado "PAAD" (Person-focused Analysis of Architectural Design), liderado pelo investigador principal júnior (equivalente a professor assistente) Josep Llorca-Bofí.

5 Conclusão e perspectivas

A acústica na RWTH Aachen foi estabelecida pelo ITA, atualmente IHTA, há 60 anos. O crescimento em termos de capacidade e impacto na investigação e no ensino começou por volta de 2010, com maior ênfase na investigação em audição e com uma segunda cátedra. O ensino foi apoiado por docentes externos. Tal foi bem aceite pelos alunos que, em relação ao registo de alunos do primeiro ano, vieram estudar acústica em muito maior número do que nas décadas de 1960 a 1990. Este facto pode ser uma indicação da crescente relevância da acústica em muitos outros ramos da engenharia. A tecnologia digital, tanto para as medições como para a computação, abriu caminho a avanços na identificação e simulação de sistemas. Com as últimas decisões estruturais, o ramo da tecnologia auditiva foi acrescentado às actividades do IHTA, mas, mais importante, sem perder a parte técnica da medição e simulação de sistemas acústicos em geral. Na perspetiva atual, a acústica na RWTH tem um futuro promissor na sua estrutura interdisciplinar integrada. Informações actualizadas sobre o IHTA podem ser encontradas online [6].

Agradecimentos

O autor agradece as informações pessoais e o arquivo fotográfico de Franz Buchholz, responsável pela oficina eletrónica do ITA entre 1963 e 2010. Agradecemos também a João Garrett Fatela pela sua ajuda nas correcções linguísticas.

Referências

[1] Gilson, N., Kaiser, W., “Elektrizität — Energie — Information: Die Geschichte der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik an der RWTH Aachen,” GNT-Verlag GmbH 2010

[2] Vorländer, M., Fels, J., 60 years’ acoustics at RWTH Aachen University. Proc. 10th Forum Acusticum 2023, Torino, Italia.

[3] Guicking, D., „Erwin Meyer. Ein bedeutender deutscher Akustiker. Biographische Notizen.“ Göttinger Universitätsverlag, Göttingen 2012, ISBN 978-3-86395-059-0

[4] Berzborn, M., Bomhardt, R., Klein, J., Richter, J.-G.,; Vorländer, M., The ITA-Toolbox: An Open Source MATLAB Toolbox for Acoustic Measurements and Signal Processing. Proc. DAGA 2017 06.-09. March 2017, Kiel, Germany, p. 222-225.

[5] Communication Acoustics MOOC fundamenals and applications
https://www.edx.org/course/fundamentals-communication-acoustics-rwthx-tumx-ca101-1x
https://www.edx.org/course/applications-communication-acoustics-rwthx-tumx-ca101-2x

[6] IHTA website: www.akustik.rwth-aachen.de

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

APRENDIZAJE BASADO EN CASOS EN LA ENSEÑANZA DE LA ACÚSTICA ARQUITECTÓNICA: ACONDICIONAMIENTO ACÚSTICO DEL GIMNASIO DE UNA ESCUELA PARA UTILIZARLO COMO SALA DE CONFERENCIAS

Ricardo San Martín[1], Miguel Arana[2], Rubén Eguinoa[3]

[1] Dpto Ciencias, INAMAT2, Universidad Pública de Navarra
{ricardo.sanmartin@unavarra.es}
[2] Dpto Ciencias, INAMAT2, Universidad Pública de Navarra
{marana@unavarra.es}
[3] Dpto Ciencias, INAMAT2, Universidad Pública de Navarra
{ruben.eguinoa@unavarra.es}

Resumen
El Aprendizaje Basado en Casos (Case-Based Learning, CBL) es una de las metodologías activas de aprendizaje cooperativo más empleadas, sobre todo en escuelas de negocios o estudios de derecho, pero también en últimos cursos de ingeniería. Consiste en crear situaciones similares a las que los estudiantes se enfrentarán en su vida profesional al finalizar sus estudios. Esta comunicación presenta una experiencia desarrollada en la asignatura Acústica Arquitectónica del Grado en Ingeniería en Tecnologías de Telecomunicación de la Universidad Pública de Navarra. El caso diseñado recrea una de las actividades profesionales a las que se enfrenta habitualmente un ingeniero acústico: el acondicionamiento de un recinto por deficiencia acústica, reforma o cambio de uso. Se describen aspectos curriculares, planificación, materiales disponibles, método de evaluación y resultados obtenidos, junto con la valoración tanto del profesorado como del alumnado.

Palabras clave: aprendizaje basado en casos, acondicionamiento acústico, coeficientes de absorción, normativa.

Abstract
Case-Based Learning (CBL) is one of the most widely used active cooperative learning methodologies, especially in business schools or law studies, but also in final engineering courses. It consists of creating situations similar to those that students will face in their professional life at the end of their studies. This communication presents an experience developed in the subject Architectural Acoustics of the Degree in Engineering in Telecommunications Technologies at the Public University of Navarra. The designed case recreates one of the professional activities that an acoustic engineer usually faces: the conditioning of an enclosure due to acoustic deficiency, renovation or change of use. Curricular aspects, planning, available materials, evaluation method and results obtained are described, together with the assessment of both teaching staff and students.

Keywords: case-based learning, acoustic conditioning, absorption coefficients, regulations.

PACS nº. 43.10.Sv

1 Introducción

La docencia se ocupa de estimular cambios en el conocimiento de los estudiantes. A esos cambios denominamos aprendizaje. La actividad docente del profesorado universitario engloba todo el conjunto de acciones a realizar, tanto en el aula como fuera de ella, encaminadas a potenciar el aprendizaje de los estudiantes respecto a los objetivos y competencias definidas en el correspondiente plan de estudios. Esta actividad comprende el despliegue de los métodos de enseñanza y las actividades de aprendizaje adecuadas; la propia organización y coordinación de la enseñanza; la evaluación del aprendizaje adquirido; y la posterior revisión de las actuaciones realizadas para su optimización.
En las últimas décadas, la ciencia ha avanzado significativamente en su entendimiento de los procesos de aprendizaje, tanto a nivel neurológico como psicológico. Además, la investigación educativa ha obtenido múltiples evidencias sobre el potencial que puede tener para la educación transferir esos conocimientos científicos sobre cómo aprende el cerebro a los procesos de enseñanza y aprendizaje. A su vez, este tipo de investigación ha analizado las prácticas educativas que proporcionan mejores resultados, en busca de patrones reproducibles [1].
Las teorías del aprendizaje son científicas cuando pueden ser contrastadas, es decir, cuando es teóricamente posible encontrar datos que permiten refutarlas. Asimismo, los métodos didácticos son científicos cuando se basan en evidencias que son producto de la investigación, es decir, que han demostrado su eficacia en estudios realizados con una metodología sólida [2]. Desde el profesorado podemos y debemos emplear las evidencias generadas por estas investigaciones para fundamentar las decisiones que tomemos con vistas a mejorar la práctica educativa.

1.1 Enseñanza-aprendizaje

El aprendizaje ocurre en el cerebro del sujeto que aprende. Por ello, en el contexto educativo, el protagonista del aprendizaje es el alumno. De hecho, el aprendizaje puede darse incluso sin necesidad de que haya enseñanza. Existe un tipo de aprendizaje que se va dando de forma implícita, conforme vamos viviendo experiencias. Entre ellos se encontraría el lenguaje materno, las habilidades sociales y la resolución de problemas simples y cotidianos. Sin embargo, en lo que se refiere al tipo de conocimientos y habilidades que se ofrecen en la Universidad, la enseñanza es el modo más efectivo de promover el aprendizaje [3]. Y ésta sucede cuando el docente dispone las condiciones y proporciona o facilita las experiencias que provocan el aprendizaje de su alumnado, siempre en relación con unos objetivos concretos.
Aun así, el docente no es el generador del aprendizaje. Solamente puede ofrecer las circunstancias óptimas para que este se produzca e incentivar a los estudiantes para que se enfrasquen en realizar las acciones que los conducirán a alcanzarlo. Por eso, enseñar es ayudar a aprender [4]. Sin embargo, el dilema no debe situarse en términos de desalojo de contenidos curriculares a favor de la pedagogía. Ambos componentes son imprescindibles, pues resulta imposible ayudar a aprender si no se conoce el contenido de lo que debe aprenderse. Además, si algo está demostrando la investigación educativa es que no hay ninguna receta infalible. Ningún método educativo es efectivo siempre, ni para todos los estudiantes, ni para todos los propósitos, ni para todos los contextos.
Aunque en los últimos años se está promoviendo un cambio en el binomio enseñanza-aprendizaje que consiste en pasar de un modelo transmisión-recepción a una docencia fundamentada en modelos constructivistas, donde el alumnado se hace responsable directo del aprendizaje, probablemente no deban considerarse como dos modelos totalmente enfrentados. Cada uno de ellos puede resultar complementario al otro en determinados momentos de la instrucción de una materia. Sin olvidar, por supuesto, que existen también factores organizativos y económicos de los sistemas educativos que condicionan tanto el desarrollo como el propio éxito de la docencia.

1.2 Metodologías docentes

Tras establecer los objetivos didácticos, es tarea del profesorado seleccionar la estrategia docente a llevar a cabo, entendida como el conjunto de metodologías a emplear para lograr esos objetivos. Las metodologías docentes pueden ser muy diversas, desde la típica clase magistral en la que el docente expone unos conocimientos de forma secuencial, a sesiones en las que los estudiantes realizan actividades de cualquier tipo, individuales o en grupo, de manera más o menos guiada. De hecho, cualquier docente con cierta experiencia reconoce que los métodos empleados en cada momento del curso pueden ser muy diferentes, y que incluso para alcanzar un determinado resultado de aprendizaje deben combinarse diferentes métodos. Por eso, los debates sobre qué metodología es mejor pueden resultar bastante estériles, porque la realidad es que a menudo lo más eficaz puede ser combinar diversos métodos en función de cuáles sean los objetivos de aprendizaje y el contexto. Preguntar cuál es el mejor método de enseñanza es como preguntar cuál es la mejor herramienta de la caja de herramientas [5].
En todo caso, pueden encontrarse principios didácticos [6-8] aplicables a situaciones asociadas tradicionalmente al aprendizaje mediante la práctica, es decir, realizando la tarea que debe ser aprendida, como puede ser en entornos de laboratorio o metodologías basadas en casos o proyectos:

- Práctica espaciada: se aprende mejor cuando la práctica se distribuye en el tiempo y a lo largo de un número de sesiones cortas en vez de hacerlo en una única sesión larga.
- Feedback: se aprende mejor cuando se reciben comentarios explicativos sobre el rendimiento en la tarea y sobre cómo mejorarlo.
- Ejemplos trabajados: se aprende mejor cuando se tiene la oportunidad de ver ejemplos de ejecución de la tarea antes de abordarla.
- Descubrimiento guiado: al ejecutar una tarea, se aprende mejor si se tiene un modelo, un orientador, o si se recibe apoyo y aliento en lugar de aprender exclusivamente a través del descubrimiento.

1.3 Aprendizaje Basado en Casos

El aprendizaje basado en casos combina teoría y práctica, resultando en aprendizaje significativo al analizar cómo se pueden resolver los problemas, las decisiones que se van tomando y las técnicas y recursos necesarios que implican las posibles alternativas. De esa manera se presenta un problema real para que los estudiantes se involucren en situaciones que no pueden resolverse únicamente con formación teórica, sino que necesiten abordar el problema planteando soluciones viables [9] y reflexionar sobre la aplicación de los conocimientos adquiridos en situaciones más complejas que las normalmente planteadas en las resoluciones de ejercicios y problemas.
Para que el planteamiento del caso sea eficaz potenciando el proceso de aprendizaje debe reunir una serie de características [10]:

- Reflejar una situación realista que pueda producirse en la vida profesional.
- Exigir un diagnóstico, tomar una decisión o ambos.
- Suministrar información suficiente para poder realizar un enfoque correcto.
- Fomentar la utilización de nuevas estrategias y procedimientos.
- Permitir generalizaciones en base a los resultados producidos.

Los principales inconvenientes de esta metodología, además de la dificultad de incluir en un caso todos los aspectos necesarios para alcanzar una solución satisfactoria, suelen ser el tiempo requerido y la imposibilidad de proporcionar soluciones generalizadas y extrapolables.

2 La asignatura ACÚSTICA ARQUITECTÓNICA

La asignatura Acústica Arquitectónica se ubica en el séptimo semestre del Grado en Tecnologías de Telecomunicación de la Universidad Pública de Navarra, en el cuarto y último curso, bajo la mención denominada Sistemas Audiovisuales y Multimedia. Es una asignatura de 6 ECTS que, junto a Tecnologías e Instalaciones de Vídeo; Procesado de Señales de Voz y Audio; Procesado Digital de Imagen; Sistemas Electroacústicos; y Proyectos de Sistemas Audiovisuales forman la materia Sonido e Imagen, materia principal del módulo de formación específica en sistemas audiovisuales y multimedia, obligatorio para los estudiantes que opten a dicha mención.
El perfil de la asignatura distribuye las horas de forma equilibrada entre carga teórica y carga práctica, e incluye un 50% de las horas presenciales en grupo grande (GG), y un 50% en grupo menor (GM), aunque dado el caracter específico de esta asignatura, la distinción entre grupo grande y menor carece de sentido puesto que la matrícula oscila entre 10 y 15 estudiantes cada curso. Así pues, para una asignatura de 6 ECTS, con 150 horas de actividad del estudiante, de las que 60 horas son de actividad presencial y 90 de trabajo propio, dicho perfil distribuye la mitad del tiempo de clase presencial para destinarla a actividades formativas basadas fundamentalmente en la exposición por parte del profesorado (clases magistrales, resolución de problemas) y actividades de evaluación que se desarrollen en aula (30 h), y la otra mitad (30 h) para realizar actividades de carácter práctico y participativo por parte de los estudiantes. Este perfil de asignatura, unido al número de estudiantes típico matriculado, permite un enfoque completamente diferente al de otras asignaturas de primeros cursos. La primera característica destacable es que todas las horas presenciales pueden desarrollarse en el propio Laboratorio de Acústica. Además, la distribución horaria semanal también es peculiar, teniendo asignadas 4 horas ininterrumpidas en una única sesión de tarde a la semana. Estas dos variables invitan a alejarse de la clásica distinción teoría-práctica habitual en otras asignaturas y abordar el desarrollo de las sesiones con otra perspectiva en la que ambos contenidos se mezclen de forma idealmente imperceptible para los estudiantes.

2.1 Objetivos: competencias y resultados de aprendizaje

La siguiente tabla recoge las competencias, genéricas y específicas, y los resultados de aprendizaje fijados en la memoria de verificación del Grado de Ingeniería en Tecnologías de Telecomunicación de la UPNA [11] correspondientes a la materia Sonido e Imagen que son desarrolladas en el caso concreto de la asignatura Acústica Arquitectónica.

Tabla 1. Competencias y Resultados de aprendizaje definidos en la memoria verificada del Grado en Ingeniería en Tecnologías de Telecomunicación para la asignatura Acústica Arquitectónica

Competencias genéricas	
CG2	Trabajo en equipo.
CG3	Aprendizaje autónomo.
CG4	Eficiencia en la comunicación oral y escrita con capacitación lingüística en inglés
CG5	Eficiencia en el manejo de recursos de información
CG6	Compromiso ético y sostenibilidad
CG7	Capacidad para concebir, diseñar, implementar y operar sistemas y servicios en el ámbito de las TIC
Competencias específicas	
CE325	Capacidad para realizar proyectos de locales e instalaciones destinados a la producción y grabación de señales de audio y vídeo.

CE326	Capacidad para realizar proyectos de ingeniería acústica sobre: Aislamiento y acondicionamiento acústico de locales; instalaciones de megafonía; especificación, análisis y selección de transductores electroacústicos; sistemas de medida, análisis y control de ruido y vibraciones; acústica medioambiental; sistemas de acústica submarina.
Resultados aprendizaje	
R1	Comprender los principios y conceptos fundamentales de la Acústica Arquitectónica, y aplicarlos al acondicionamiento acústico de recintos.
R2	Manejar adecuadamente los equipos y programas de simulación utilizados en la medida y análisis de la calidad acústica y aislamiento de recintos.
R3	Aplicar los elementos de legislación y normalización existentes a nivel autonómico, nacional e internacional en el campo del aislamiento y acondicionamiento acústico.
R4	Redactar un informe o trabajo de tipo técnico sobre un tema del ámbito de la ingeniería de los sistemas acústicos, audiovisuales y multimedia.
R5	Redactar informes destinados a público especializado con rigor científico y tecnológico.
R6	Preparar y llevar a cabo presentaciones orales con estructura y estilo adecuados y para audiencias de diferentes niveles de conocimiento tecnológico.

Desde el punto de vista pedagógico, resulta complejo establecer contenidos y actividades específicos para cada una de las competencias y resultados descritos, considerando además que muchos son complementarios entre sí. Enmarcados en la taxonomía de objetivos educativos [12] se observa que los procesos cognitivos a desarrollar son de orden superior al mero recuerdo y comprensión de conceptos.

Tabla 2. Objetivos de la asignatura Acústica Arquitectónica asociados a las competencias y resultados de aprendizaje y enmarcados en la taxonomía propuesta en [12]

Proceso cognitivo	Conceptual	Procedimental	Metacognitivo
Recordar			
Comprender			
Aplicar	R1	R2, R3	
Analizar			CG6
Evaluar		CG5	
Crear		CG2, CG3, CG4, CE325, CE326, R4, R5	CG7, R6

Incluso algunos, como las competencias CG6 y CG7 o el resultado de aprendizaje R6 pueden considerarse procesos metacognitivos, ya que exigen conocimiento sobre el propio ámbito de conocimiento o están relacionados con el análisis de las capacidades propias de generar conocimiento.

2.2 Contenidos y temario

Tomando de nuevo como referencia para su definición la memoria de la titulación y la guía docente de la asignatura, los contenidos de la asignatura Acústica Arquitectónica serían los siguientes:

- Caracterización acústica de recintos. Respuesta al impulso y parámetros acústicos derivados. Impresiones subjetivas asociadas a los parámetros acústicos.
- Acondicionamiento acústico. Propiedades de los materiales: resonadores, reflectores y difusores.
- Diseño y análisis de acústica de recintos asistido por ordenador. Prestaciones y limitaciones. Parámetros de cálculo. Análisis de resultados. Creación de sonido virtual: auralización.

- Aislamiento acústico a ruido aéreo y a ruido de impacto. Técnicas de medida. Índices para su evaluación.
- Normativa, reglamentación, ordenanzas y marco legal.

Estos contenidos se distribuyen en cinco grandes temas. En el primero se presentan los conceptos y teorías necesarias para desarrollar los temas dedicados tanto al acondicionamiento como al aislamiento. El segundo proporciona herramientas para caracterizar acústicamente un recinto mientras que en el tercero se describen los elementos para lograr determinados objetivos de acondicionamiento. Un cuarto tema está dedicado al aislamiento y, por último, un quinto tema transversal en el que se abordan las técnicas de simulación.
En cuanto al programa de prácticas experimentales, se desarrollan tres ítems conforme se muestran los contenidos de la asignatura:
- Medida, modelización computacional y evaluación de la calidad acústica en recintos
- Medida, modelización computacional y evaluación del aislamiento acústico
- Propuesta de diseño y acondicionamiento de un recinto

Se utilizan a lo largo del curso diferentes metodologías que basculan entre una experimentación estructurada y otra basada en casos, donde el alumnado toma la iniciativa sobre qué dispositivos y pruebas realizan. En concreto, para el tercer ítem, se utiliza el Aprendizaje Basado en Casos.

3 Proyecto: Acondicionamiento de gimnasio para su uso como sala de conferencias

El proyecto pretende simular una de las actividades profesionales a las que se enfrenta habitualmente un ingeniero acústico, el acondicionamiento de un recinto por deficiencia acústica, reforma o cambio de uso. En este caso concreto se propone el "acondicionamiento acústico del gimnasio de una escuela para utilizarlo como sala de conferencias".
A las alturas del curso en que se desarrolla, se les ha explicado ya las teorías (estadística, geométrica y ondulatoria) con las que abordar los diferentes fenómenos acústicos presentes en un recinto, con sus ventajas y limitaciones, incidiendo en su aplicabilidad en situaciones sencillas, resolviendo incluso algún problema numérico simple de absorción, focalización o modos propios en salas pequeñas. Saben también buscar normas UNE-EN ISO en el servicio de biblioteca de la UPNA.
Los aspectos curriculares que comprende el proyecto son:
- Parámetros objetivos para evaluar la acústica de un recinto (tiempos de reverberación e inteligibilidad).
- Caracterización acústica de un recinto mediante medidas (coeficiente de absorción y respuesta al impulso).
- Caracterización acústica de un recinto mediante simulación (manejo de los programas de simulación y principals limitaciones).

3.1 Materiales disponibles

Tras una primera sesión en la que se realiza una visita de inspección al recinto (ver Figura 1), los elementos de los que finalmente disponen son las fotografías tomadas del recinto a acondicionar, un modelo geométrico no optimizado realizado en SketchUp y las respuestas al impulso obtenidas en el propio recinto en diferentes posiciones.



Figura 1 – Fotografía del recinto (arriba), modelo geométrico (abajo izda.) y posiciones de las respuestas al impulso (abajo dcha.) importadas en el programa de simulación acústica ODEON.

Para fomentar la autonomía durante la sesión, previamente en el laboratorio se han descrito y testado los procedimientos de medida (sweeps), el equipamiento necesario (fuente dodecaédrica, amplificador y micrófonos omnidireccionales), el estándar ISO 3382 [13] y las prestaciones del programa ODEON para realizar medidas.

A continuación, también en el laboratorio, se dedica una sesión para el análisis de los diferentes métodos para determinar los coeficientes de absorción de las posibles soluciones de acondicionamiento (ver Figura 2):

- UNE EN ISO 10534-1 Determinación del coeficiente de absorción acústica y de la impedancia acústica en tubos de impedancia. Parte 1: Método del rango de onda estacionaria [14].
- UNE EN ISO 354: Medición de la absorción acústica en una cámara reverberante [15].
- Hojas de características de los fabricantes:
  - Absorbente poliuretano flexible de celda abierta (foam): HASVAG (skum acoustics)
  - Absorbente espuma Basotec®: MOLN (skum acoustics)
  - DIY: absorbente algodón regenerado aglomerado con resina termoendurente Geopannel® classic 40



Figura 2 – Materiales disponibles para el acondicionamiento.

3.2 Cronograma

A continuación, se distribuye la programación y actividades de aprendizaje propuestas en las diferentes sesiones disponibles en el semestre y dedicadas al proyecto. Todas las sesiones son de 4 horas, pudiendo ocasionalmente alargarse en el caso de trabajos en grupo, sesiones de medida, etc.

Tabla 3. Programación y actividades propuestas para la sesión 1.

Sesión 1	**Presentación Proyecto**	**Metodología (horas)**
Objetivo	Planificación del trabajo y presentación del material necesario para llevarlo a cabo.	
Contenidos	Inicio trabajo grupal: explicación dispositivos experimentales para determinar el coeficiente de absorción de un material en tubo de ondas estacionarias y en cámara reverberante Montaje experimental medida IR Software simulación	Clase expositiva (2) Práctica Laboratorio (2)
Materiales	- Fotos, planos y IRs gimnasio - ISO 3382 (acceso Biblioteca UPNA) - ISO 10534-1 (acceso Biblioteca UPNA) - ISO 354 (acceso Biblioteca UPNA) - Especificaciones absorbentes Basotect, Hasvag y DIY.	
Trabajo no presencial	Lectura y análisis UNE EN ISO coeficientes de absorción: limitaciones en cada caso Planificación Proyecto Grupal	Lectura (3) Elaboración trabajo (3)

Tabla 4. Programación y actividades propuestas para la sesión 2.

Sesión 2	**Evaluación recinto y materiales**	**Metodología (horas)**
Objetivo	Caracterización acústica de recintos y materiales	
Contenidos	- Parámetros acústicos. - Materiales absorbentes, resonadores, reflectores y difusores. Proyecto grupal: medida en cámara y tubo de propiedades de los materiales	Clase expositiva (2) Práctica Laboratorio (2)

Materiales	- Tubo de impedancias - "Cámara reverberante" - Dispositivo experimental para la medida de la IR	
Trabajo no presencial	Análisis de los coeficientes de absorción obtenidos Modelización computacional de la sala del Proyecto Ajuste medidas - modelo simulado	Elaboración trabajo (6)

Tabla 5. Programación y actividades propuestas para la sesión 3.

Sesión 3	**Proyecto grupal**	**Metodología (horas)**
Objetivo	Evaluación intermedia del proyecto	
Contenidos	Puesta en común datos obtenidos, debate y propuestas de acondicionamiento. Realización informes técnicos Auralizaciones Elaboración de presupuestos	Debates, puestas en común, tutoría grupal (2) Clase expositiva (2)
Materiales	- Manual usuario Herramienta DB-HR - Software simulación acústica	
Trabajo no presencial	Modelización acondicionamiento en Proyecto Elaboración informe y preparación de la presentación	Elaboración trabajo (6)

Tabla 6. Programación y actividades propuestas para la última sesión.

Sesión 4 (no consecutiva)	**Presentación Proyecto**	**Metodología (horas)**
Objetivo	Defensa del trabajo grupal	
Contenidos	Presentación, réplica y contrarréplica Resolución dudas y problemas para evaluación final	Debates, puestas en común, tutoría grupal (2) Clase expositiva/participativa (2)
Materiales	- Proyector - Equipo electroacústico	
Trabajo no presencial	Estudio individual para examen final	Estudio individual (6)

3.3 Evaluación

Durante el desarrollo del proyecto se planifica una sesión de puesta en común. En ella se debe entregar una primera estructura de informe en la que consten todos los procedimientos que se llevarán a cabo con

un pequeño párrafo que especifique el contenido que incluirá cada sección y subsección, cuyo objetivo debe quedar perfectamente claro.
En dicha sesión se incide en los siguientes aspectos:
- Justificación de los parámetros objetivos a analizar y descripción de las metodologías utilizadas, tanto para las medidas como para las simulaciones.
- Resultados obtenidos de las medidas y las simulaciones, utilizando gráficas adecuadas.
- Apartado de conclusiones, donde se sintetice los puntos fundamentales del proyecto y se justifique el acondicionamiento final propuesto.

La evaluación del proyecto se divide en dos partes. El propio informe y una defensa oral del mismo.
En el primer caso, se valora la adquisición de los siguientes conocimientos básicos:
- Relacionar absorción, reverberación e inteligibilidad del mensaje oral.
- Relacionar parámetros objetivos con sensaciones subjetivas.
- Diferenciar entre coeficiente de absorción de incidencia normal y difusa.
- Caracterizar un recinto mediante la medida de su tiempo de reverberación.
- Estimar correctamente el tiempo de reverberación de un recinto mediante simulación.

Además, puede obtenerse mejor calificación si se tienen en cuenta los siguientes aspectos:
- Precisión en el uso del lenguaje, insistiendo en la capacidad de síntesis, claridad de exposición, y uso adecuado de gráficas. Cada gráfica utilizada debe servir para describir-reforzar un argumento, evitando la proliferación de gráficas que no aporten nada o no se relacionen con el contenido escrito del informe.
- Especial atención a la elaboración de las conclusiones.
- Empleo de auralizaciones, o sonido virtual, como contenido extra a adjuntar a un informe y como herramienta para cuantificar diferencias entre posibles acondicionamientos.
- Elaboración de un presupuesto de ejecución.

La defensa oral del proyecto se plantea como un debate donde al principio cada grupo expone su proyecto facilitando previamente su informe al resto de grupos. A continuación, una vez finalizadas las presentaciones de todos los grupos, disponen de un tiempo para preparar un primer turno de réplica, tras el que deben justificar de nuevo sus decisiones tomadas durante el proyecto, pero esta vez enfatizando las diferencias encontradas frente a las argumentaciones del resto de los grupos. Tras una nueva exposición, finalmente se plantea un debate abierto entre todos en el que el docente actúa como moderador, procurando lograr la máxima participación de todos los estudiantes.
Como todos los grupos han trabajado sobre el mismo tema, han desarrollado el mismo proyecto partiendo de los mismos datos iniciales, pero han podido llegar a conclusiones diferentes, se valora el grado de argumentación y la correcta justificación de las decisiones tomadas.
En una defensa oral grupal como la planteada, determinados perfiles de estudiantes suelen pasar más desapercibidos, mientras que otros enseguida adquieren protagonismo. Para poder objetivar mejor la calificación obtenida, puede plantearse una exposición oral individual de 5-10 minutos a realizar durante el semestre el día elegido por cada estudiante, que sirva para modular las diferentes notas individuales. Esta actividad ofrece un resultado más enriquecedor si todos los temas individuales versan sobre uno general común y no tratado previamente en clase como, por ejemplo, arte sonoro, audio 3D, herramientas de software libre para la acústica, etc.

4 Valoración y conclusiones

El proyecto ha demostrado la efectividad de este enfoque pedagógico en la formación de estudiantes en el campo de la acústica arquitectónica, y ha recibido una valoración muy positiva por su parte. Destacaron la relevancia del proyecto al abordar un problema real y concreto, lo que aumentó su motivación e interés por la asignatura. También hubo consenso en que el proyecto les ayudó a profundizar en conceptos técnicos y en la aplicación práctica de los mismos, preparándolos para

enfrentar desafíos en su futura carrera profesional. Las principales conclusiones del trabajo son las siguientes:

1. Mejora del proceso de aprendizaje: La implementación del Aprendizaje Basado en Casos (Case-Based Learning, CBL) en la enseñanza de la acústica arquitectónica permitió a los estudiantes enfrentar problemas reales y desarrollar habilidades prácticas. La resolución del caso del acondicionamiento acústico del gimnasio ofreció una experiencia de aprendizaje rica y contextualizada, mejorando la comprensión teórica y práctica de los principios acústicos.

2. Desarrollo de competencias técnicas: Los estudiantes lograron aplicar conceptos complejos de la acústica arquitectónica, como la absorción, la respuesta al impulso o los parámetros acústicos en recintos. La experiencia práctica facilitó la adquisición de competencias técnicas avanzadas, esenciales para su desarrollo profesional en el ámbito de la ingeniería acústica.

3. Aplicación de herramientas de simulación: El uso de herramientas de simulación acústica y software especializado permitió a los estudiantes visualizar y analizar las condiciones acústicas del gimnasio antes y después de las intervenciones propuestas. Esta práctica no solo reforzó su capacidad para utilizar tecnologías actuales, sino que también les permitió validar sus diseños y tomar decisiones con mayor precisión.

4. Colaboración y trabajo en equipo: La metodología fomentó la colaboración entre los estudiantes, promoviendo el trabajo en equipo y el intercambio de ideas. La resolución de problemas en un entorno colaborativo contribuyó al desarrollo de habilidades interpersonales y de gestión de proyectos, esenciales en el ejercicio profesional.

5. Impacto en el entorno educativo: La conversión del gimnasio en una sala de conferencias con adecuadas condiciones acústicas no solo mejoró la funcionalidad del espacio, sino que también destacó la importancia del acondicionamiento acústico en la calidad de las actividades educativas. Este caso práctico subrayó la relevancia de considerar la acústica en el diseño y la adaptación de espacios multiusos en entornos educativos.

Referencias

[1] Ruiz Martín, H. (2020). ¿Cómo aprendemos? Una aproximación científica al aprendizaje y la enseñanza. Graó.

[2] Mayer, R. E. (2020). Aplicando la ciencia del aprendizaje. Graó.

[3] Geary, D. (2007). Educating the evolved mind: Conceptual foundations fon an evolutionary educational psychology. In J. Carlson, & J. Levin, Educating the evolved mind: Conceptual foundations fon an evolutionary educational psychology (pp. 1-99). Information Age Publishing.

[4] Gómez, Á. I. (2013, Abril 15). Enseñar: ayudar a aprender. Público.

[5] Bransford, J., Brown, A., & Cocking, R. (2000). How people learn: Brain, mind, experience, and school. National Academy Press.

[6] Mayer, R. (2005). The Cambridge handbook of multimedia learning. Cambridge University Press.

[7] Halpern, D. F., Graesser, A., & Hakel, M. (2007). 25 learning principles to guide pedagoy and the design of learning environments. In Life Long Learning at Work and at Home.

[8] Pashler, H., Bain, P., Bottage, B., Graeser, A., Koedinger, K., McDaniel , M., & Metcalfe, J. (2007). Organizing instruction and studty to improve student learning. In N. C. Research. Institute of Educational Sciences, U.S. Department of Education.

[9] Benito, A., & Cruz, A. (2011). Nuevas claves para la docencia universitaria en el Espacio Europeo de Educación Superior. Narcea.

[10] de Miguel Díaz, M. (2005). Modalidades de enseñanza centradas en el desarrollo de competencias. Orientaciones para promover el cambio metodológico. Universidad de Oviedo. Retrieved from EI EEES. Universidad de Oviedo.

[11] Memoria Grado en Ingeniería en Tecnologías de Telecomunicación (verificada 30/11/2020) https://www2.unavarra.es/gesadj/servicioCalidad/Documentos-oficiales/etsiiit/grado/memoria-gtel_30112020.pdf

[12] Anderson, L., & Krathwohl, D. (2001). A taxonomy for learning, teaching, and assessing: A revision of Bloom's Taxonomy of Educational Objectives. Longman.

[13] UNE EN ISO 3382 Acústica. Medición de parámetros acústicos en recintos.

[14] UNE EN ISO 10534-1 Determinación del coeficiente de absorción acústica y de la impedancia acústica en tubos de impedancia. Parte 1: Método del rango de onda estacionaria.

[15] UNE EN ISO 354: Medición de la absorción acústica en una cámara reverberante.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

DIVERSOS ERRORES Y DIFICULTADES EN LA ENSEÑANZA-APRENDIZAJE DE LA ACÚSTICA FÍSICA Y ALGUNAS PROPUESTAS DE MEJORA

Miguel Arana[1], Ricardo San Martín[2], Rubén Eguinoa[3]

[1] Dpto Ciencias, INAMAT2, Universidad Pública de Navarra
{marana@unavarra.es}
[2] Dpto Ciencias, INAMAT2, Universidad Pública de Navarra
{ricardo.sanmartin @unavarra.es}
[3] Dpto Ciencias, INAMAT2, Universidad Pública de Navarra
{ruben.eguinoa@unavarra.es}

Resumen
Tras más de dos décadas de enseñanza de la acústica en primeros cursos universitarios, hemos observado algunas de las principales dificultades que los alumnos muestran en la comprensión del fenómeno acústico, en sus diferentes campos. Las podemos agrupar en tres categorías. En primer lugar, la dificultad de entender el modelo físico al que se aplican las ecuaciones, medio continuo frente a medio discreto, modificando drásticamente el concepto de 'partícula' que siempre han utilizado en la mecánica del punto material. En segundo lugar, la dificultad de diseñar e implementar prácticas experimentales que ayuden a 'visualizar' y 'medir' las magnitudes acústicas involucradas. Finalmente, la asimilación del cambio de la herramienta matemática que se suele utilizar (notación compleja frente a real), a la cual no se le suele dedicar apenas una justificación clara en los libros de texto.
En este trabajo se discuten estos aspectos. Mostraremos los principales errores conceptuales detectados en las pruebas de evaluación y se proponen varias sugerencias que, creemos, pueden ayudar a los docentes de esta materia para intentar mitigar las deficiencias detectadas y mejorar el proceso de aprendizaje de la acústica en nuestros grados universitarios.

Palabras clave: Enseñanza/aprendizaje de la acústica; Dificultades de aprendizaje; Prácticas de laboratorio.

Abstract
After more than two decades of teaching acoustics in first university courses, we have observed some of the main difficulties that students show in the understanding of the acoustic phenomenon, in its different fields. We can group them into three categories. Firstly, the difficulty of understanding the physical model to which the equations apply, continuous medium versus discrete medium, drastically modifying the concept of 'particle' that they have always used in the mechanics of the material point. Secondly, the difficulty of designing and implementing experimental practices that help to 'visualize' and 'measure' the acoustic quantities involved. Finally, the assimilation of the change in the mathematical tool that is usually used (complex vs. real notation), to which clear justification is usually neglected in textbooks.
This paper discusses these aspects. The main conceptual errors detected in the evaluation tests will show. Several suggestions that, in our opinion, can help teachers of this subject to try to mitigate the deficiencies detected and improve the learning process of acoustics in our university degrees will propose.

Keywords: Teaching/learning of acoustics; Learning difficulties; Hands-on lab sessions.

PACS nº. 43.10.Sv

1 Introducción

A veces se equipara, erróneamente, enseñanza con aprendizaje. El maestro que *enseña* (con las técnicas y herramientas que utilice) los conocimientos, destrezas, habilidades, etc. que pretende que el alumno *aprenda*, puede pensar que el resultado de aprendizaje es igual en todos los alumnos, dado que todos han recibido las mismas enseñanzas. Obviamente, esto no es cierto. El aprendizaje ocurre en el cerebro del sujeto que aprende, por lo que, en el contexto educativo, el verdadero protagonista del aprendizaje es el alumno. Y éste se ve facilitado cuando el docente dispone las condiciones y proporciona o facilita las experiencias que provocan (preferiblemente, con componentes emocionales) el aprendizaje de su alumnado, siempre en relación con unos objetivos concretos. Por eso, enseñar es ayudar a aprender [1]
El dilema de la enseñanza-aprendizaje no debe situarse en términos de desalojo de contenidos curriculares a favor de la pedagogía. Ambos componentes son imprescindibles, pues resulta imposible ayudar a aprender si no se conoce el contenido de lo que debe aprenderse. Sin embargo, en lo que se refiere al tipo de conocimientos y habilidades que se ofrecen en la Universidad, la mayor parte de los docentes pensamos que la motivación del alumno es algo que ya se da por descontado (no sé si con absoluta seguridad) y que la comprensión de los contenidos debe primar frente al uso de herramientas didácticas e innovaciones pedagógicas más propias de etapas anteriores. Sin asegurar que sea el modo más efectivo de promover el aprendizaje, desde luego es el predominante en el nivel universitario [2].
La evaluación es el arma más poderosa que tienen los profesores para influir en el modo en que los estudiantes responden a los cursos y se comportan como alumnos [3]. Es probable que lo que más influye en el aprendizaje de los estudiantes no es lo que se enseña y cómo se enseña, sino lo que se evalúa y cómo se evalúa [4]. Sin embargo, los nuevos planes de estudios de los grados universitarios establecen asignaturas cuatrimestrales en los que el periodo de evaluación suele concentrarse al final del cuatrimestre, resultando difícil extraer toda la rica información que la evaluación nos permite obtener. Es cierto que la entrega de tareas-trabajos permiten una evaluación continua, de tal forma que es posible recopilar los principales errores conceptuales y/o ideas alternativas que los alumnos muestran sobre los contenidos a aprender. No obstante, siempre es posible, realizar esta tarea en las pruebas finales, exponerlas atractivamente a los estudiantes (preferentemente, a los alumnos que deben ir a convocatoria extraordinaria) o bien, finalmente, ordenar los errores detectados y elaborar explicaciones alternativas, preparar test de contraste, nuevos ejercicios aclaratorios, nuevas experiencias, etc. que eviten, en lo posible, estos errores en los siguientes cursos. Esa es una tarea muy enriquecedora para el docente y obligatoria, si asumimos los objetivos que realmente debe aportar una evaluación productiva.
En el presente trabajo mostraremos algunos errores conceptuales detectados en las pruebas de evaluación y se proponen varias sugerencias que, creemos, pueden ayudar a los docentes de esta materia para intentar mitigar las deficiencias detectadas y mejorar el proceso de aprendizaje de la acústica en nuestros grados universitarios.

2 Contexto previo

Con respecto al tema genérico de la Acústica, el bagaje previo de los alumnos que comienzan los estudios universitarios en España se suele resumir en el 'conocimiento' de la intensidad y potencia acústica, su medida en decibelios y en el manejo de ecuaciones de ondas en una dimensión, sin particularizar la magnitud de la presión acústica. Suelen referirse siempre al desplazamiento,

particularizado para ondas transversales en cuerdas. Los contenidos son competencia autonómica. A modo de ejemplo la referencia [5] cita la vigente en la Comunidad Foral de Navarra. Dentro del apartado de Vibraciones y Ondas, concreta como 'saberes básicos' los siguientes: "Fenómenos ondulatorios: situaciones y contextos naturales en los que se ponen de manifiesto distintos fenómenos ondulatorios y aplicaciones. Ondas sonoras y sus cualidades. Cambios en las propiedades de las ondas en función del desplazamiento del emisor y receptor".
En el primer curso universitario de enseñanzas científicas y técnicas, se trabaja ya de forma más profunda la mecánica del punto y sólido rígido, las vibraciones mecánicas y los fenómenos ondulatorios. Es muy infrecuente que se instruya a los alumnos en Acústica Física en asignaturas de Física General. De este modo, cuando los alumnos se matriculan en asignaturas específicas de Acústica (o muy relacionadas), el bagaje previo sea el citado anteriormente, potenciado (ahora sí) con mayores conocimientos matemáticos tales como cálculo diferencial e integral.

3 La asignatura PROPAGACIÓN Y TRANSMISIÓN DE ONDAS

La asignatura Propagación y Transmisión de Ondas (PTO) se ubica en el segundo semestre del Grado en Tecnologías de Telecomunicación de la Universidad Pública de Navarra, en el segundo curso, siendo una asignatura transversal obligatoria, que deben de cursar todos los alumnos, independientemente de la posterior mención, o itinerario, que escojan. Es una asignatura de 6 ECTS que incluye contenidos tanto de ondas acústicas como de ondas electromagnéticas. Los contenidos no se reparten por igual, correspondiendo un 40% de la carga lectiva a ondas acústicas (24 horas) y un 60% (36 horas) a ondas electromagnéticas. En el primer curso (primer semestre) los alumnos han dado la asignatura de Física (6 ECTS) con contenidos de 'ondas mecánicas' (un tema) y 'electromagnetismo' (5 temas). Como queda patente, la carga lectiva de ondas se concentra en ondas electromagnéticas.
De las 24 horas dedicadas a ondas acústicas, 20 corresponden a carga teórica (grupo grande, en torno a 70 alumnos, en clase) y 4 horas a carga práctica (grupo menor, en torno a 20 alumnos, en laboratorio). La dificultad en la carga teórica es, en primer lugar, el elevado número de alumnos. Pero, por otra parte, es una asignatura transversal para tres diferentes grados: Graduado en Ingenierías en Tecnologías de Telecomunicación, Graduado en Ingenierías en Tecnologías de Telecomunicación (Programa Internacional) y doble Grado en Ingeniería en Tecnologías de Telecomunicación más Ingeniería Biomédica. Las notas de corte suelen ser muy dispares. Así, el presente curso (2023-2024) las notas de corte fueron de 6,199 para los dos primeros y 12,111 para el doble grado. Esto se plasma, lógicamente, en los resultados de la evaluación.
La parte teórica consta de 5 Temas:
Tema 1. La ecuación de onda acústica en tres dimensiones
Tema 2. Soluciones simples de la ecuación de onda
Tema 3. Sonido y audición. Medida del sonido: dB y dBA.
Tema 4. Reflexión, transmisión y absorción de ondas acústicas.
Tema 5. Radiación de ondas acústicas.
El tiempo dedicado a cada tema es de, aproximadamente, 3,6 horas; tiempo, a todas luces, muy reducido. En las clases prácticas, se dividen en subgrupos (dentro de cada grupo menor) de tres alumnos para realizar diversas prácticas. Se realizan en dos sesiones:
Práctica 1.- Fundamentos. Modos propios en cuerdas, tubos y recintos. Velocidad de propagación. Medida de la impedancia acústica.
Práctica 2.- Análisis de señales acústicas. Índices acústicos y su medida.
Aunque no disponemos de tantas prácticas como subgrupos, ellos van *recorriendo* los puestos de prácticas tras una explicación conjunta a un grupo menor (en torno a 20 alumnos). La asistencia a las clases prácticas es obligada y la parte práctica tiene un peso de un 25% en la nota final. Los alumnos

suelen valorar muy satisfactoriamente el trabajo en laboratorio y dedicar bastante tiempo a los cálculos a llevar a cabo con las medidas tomadas en el mismo, así como en la redacción de los entregables.
Hemos de decir que los alumnos más interesados son los que se matriculan en el grado con la intención de cursar el itinerario de Sistemas Audiovisuales y Multimedia. Suponen en torno a un 15-20% del alumnado.

4 Conceptos dificultosos y errores conceptuales asociados

4.1 Concepto de *partícula* en un *medio continuo*.

Para obtener la ecuación de ondas en medios continuos (incluso en su versión más simple, ecuación de ondas linealizada) es necesario combinar las tres ecuaciones básicas; ecuaciones de *estado*, *continuidad* y *Euler*. En determinados estudios de ingeniería (Industrial, Caminos, etc.) se profundiza en la mecánica de medios continuos, en donde tales ecuaciones se trabajan con bastante rigor. Por contra, en otras disciplinas donde la física o mecánica que se ha visto es la que trata del punto material o, como mucho, mecánica del sólido rígido, el concepto de *partícula* en un *medio continuo* plantea una cierta dificultad inicial al estudiante. Es más, en el caso de nuestros graduados, como ya mencionamos anteriormente, la Física de primer curso únicamente contempla un tema (en torno a 6 horas lectivas) de ondas mecánicas, básicamente ondas transversales en cuerdas. Siguen imaginando el medio material (por ejemplo, el aire o cualquier gas) como átomos o moléculas individuales sobre las que se ejercen fuerzas puntuales, del mismo modo que sobre el punto material. Esta idea se afianza cuando se obtienen resultados donde aparece la masa molecular del gas como, por ejemplo, en la expresión de la velocidad de propagación en gases: $c = \sqrt{\gamma RT/_M}$.
Se explica, obviamente, que el medio se considera continuo, como si se tratara de una goma elástica, extensible y contraíble y que, una *pequeña parte* del mismo es lo que se considera una *partícula* del medio. Lógicamente, pueden hacerse una idea con esta *definición*; sin embargo, resulta más difícil cuando se pide concretar o cuantificar el tamaño de esa pequeña parte del medio. Es común, en los libros de texto, decir que es 'grande' como para contener un elevadísimo número de 'partículas' (no *salimos* de la misma palabra) pero suficientemente 'pequeña' como para que las magnitudes acústicas tengan un único valor en su interior. Naturalmente, esta idea no desemboca en una cuantificación unívoca ya que tal posible cuantificación varía con la frecuencia o longitud de onda, como sucede, prácticamente, con cualquier otra idea en los fenómenos ondulatorios.
La experiencia clásica de visualizar los modos propios, tanto en ondas longitudinales como trasversales (y con las condiciones adecuadas), puede ayudar a aclarar mejor este concepto, a la vez que aclara perfectamente la influencia de la longitud de onda. Proponemos para ello una sencilla experiencia. Bastará con usar un excitador sinusoidal, dos muelles, soportes y un estroboscopio para visualizar mejor el fenómeno. Nosotros la realizamos con los tres grupos menores en que dividimos el grupo grande.
Para la primera experiencia, tensaremos un muelle muy ligero uniendo un extremo a un soporte fijo y el otro extremo al excitador mecánico sinusoidal, con longitud total en torno a 1,5 m. Buscamos el modo fundamental (frecuencia normalmente baja, en torno a 5 Hz) y lo detenemos con el estroboscopio a la misma frecuencia. Incluso es conveniente una frecuencia ligeramente inferior del estroboscopio para que vean (a cámara lenta) el movimiento de las partes.
Modificando la frecuencia del excitador se van obteniendo los consiguientes armónicos hasta, por ejemplo, el sexto armónico. La experiencia es muy *agradecida*, en el sentido de que es muy rápida la obtención y muy sencillo mantener tales modos propios. Se sigue utilizando el estroboscopio. Pues bien, si oscurecemos dos pequeñas partes del muelle, una de 1 cm y otra de 3 cm, con movimientos a cámara lenta apoyados con el estroboscopio, se observa claramente cómo la de 1 cm es lo que entendemos por 'una partícula', en el sentido de que todas sus variables acústicas (en este caso, desplazamiento y

velocidad) están bien definidas con un único valor, incluso para los dos modos propios. Por el contrario, si bien para el fundamental esta aproximación es todavía razonable para la 'partícula' de 3 cm, no lo es, en absoluto, para tal 'partícula' en la oscilación del sexto armónico. La figura 1 muestra una simulación de la experiencia sobre generación de modos propios para visualizar la aproximación que se lleva a cabo del concepto de partícula en medios continuos, intentando mostrar la validez (o no) de la aproximación en función de la longitud de onda.

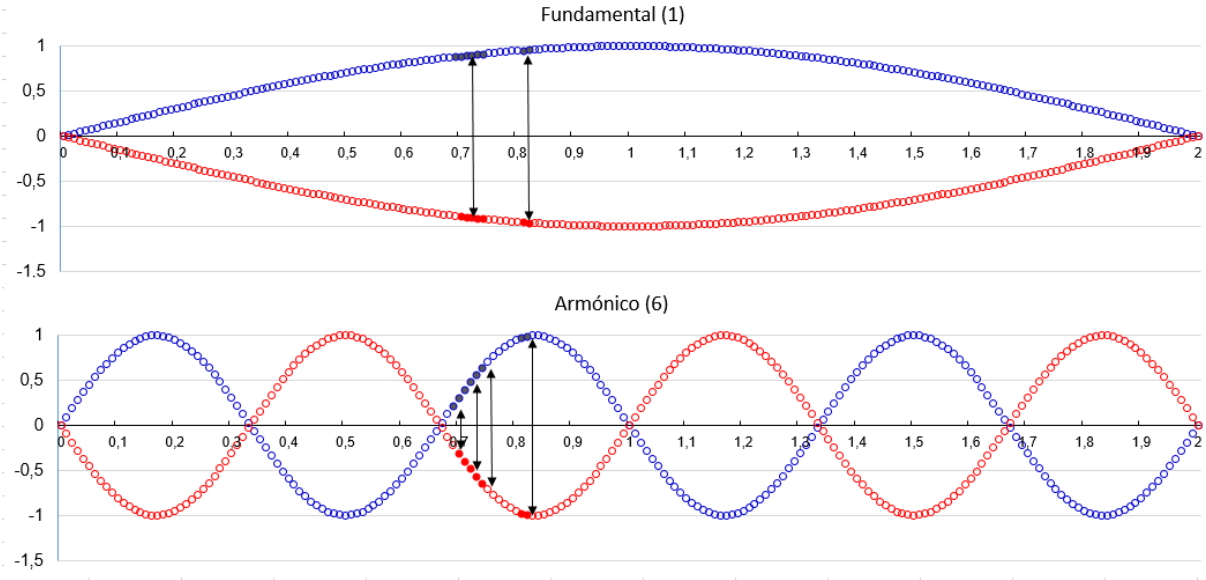


Figura 1 – Simulación de la experiencia enfocada a la comprensión del concepto de partícula en medios continuos.

También se puede realizar con un muelle ligero vertical, con el extremo superior fijo y el extremo inferior sujeto al excitador de vibraciones. Ennegreciendo dos pequeños tramos (nuevamente, de 1 y 3 cm) y generando el fundamental y el cuarto o quinto armónico, se pone de manifiesto la aproximación relativa al concepto de *partícula* del medio. La desventaja en este caso es la dificultad de utilizar muelles largos (nosotros utilizamos de 1 m, ya tensionado) y la brusquedad del movimiento para armónicos de orden elevado. La clara ventaja es la perfecta analogía que supone con el caso de ondas acústicas en el interior de un tubo.

4.2 La impedancia acústica se asocia únicamente a su componente resistiva.

La confusión proviene de considerar las ondas acústicas como ondas planas, sin desfase entre la presión acústica y la velocidad de partícula y obviando, por consiguiente, la parte reactiva de la impedancia. Todavía más, en la parte resistiva tienden a pensar que únicamente la densidad es la que interviene en el valor de la impedancia. No les resulta nada intuitivo (y, probablemente, no lo sea) que, a mayor velocidad de propagación de la onda, mayor resulta la impedancia.
Para la primera de las confusiones, les resulta muy clarificadora la analogía de choques. La resolución del choque (perfectamente elástico) entre dos partículas de igual o diferente masa es un problema sencillo y bastante intuitivo. Resuelven muy bien el problema de una partícula con una cierta velocidad chocando con otra, parada, de igual o superior masa. La velocidad de la primera se transfiere totalmente a la segunda (si son de la misma masa) y se transfiere en parte si la segunda es de masa superior. La magnitud transferida depende de la relación entre masas, así como también depende de dicha relación la velocidad de retroceso de la partícula incidente. Una onda esférica divergente tiene que trasmitir su

momento (puede discutirse también con energía) a una masa mayor, por lo que se genera una parte reactiva y el consiguiente desfase entre presión y velocidad de partícula. Este es tanto mayor cuanto más cerca estamos de la fuente (mayor relación entre las masas). Como consecuencia, al chocar las bolas, tanto mayor será la parte reflejada de la energía y el desfase. Pero también influye (simultáneamente) la longitud de onda.
Para ejemplificarlo, escogemos la masa de cada bola igual a la relación entre las masas del aire contenido en casquetes esféricos: para el ejemplo mostrado en la figura 2.1, las bolas a la izquierda y derecha, simulan dos frentes de onda separados por una distancia igual a una longitud de onda, y para distancias λ (bola de la izquierda) y 2λ (bola de la derecha) a una fuente puntual. Vemos que cuanto menor sea la distancia a la fuente, pero también, simultáneamente, cuanto mayor sea la longitud de onda (menor la frecuencia) tanto más rápidamente cambiará la masa de las bolas. Como consecuencia, al chocar las bolas, tanto mayor será la parte reflejada de la energía y el desfase [6]. La figura 2 pretende resumir (con valores de masas, presiones y velocidades a escala) el proceso de 'divergencia' de la onda. Se muestra claramente que reducir a la mitad la presión acústica (claramente, y por cuestiones energéticas, al duplicar la distancia) no implica reducir la velocidad a la mitad, sino en una mayor proporción. Para el dibujo equivalente a una gran distancia a la fuente (comparada con la longitud de onda) las bolas ya son de (casi) igual tamaño y las velocidades de retroceso son ya (casi) nulas.

Aunque la parte reactiva de una impedancia la tienen relativamente bien asimilada de circuitos eléctricos, el símil mecánico descrito (bueno, más que símil, modelo bastante realista del medio) les suele ayudar a comprender mejor el concepto de impedancia acústica.

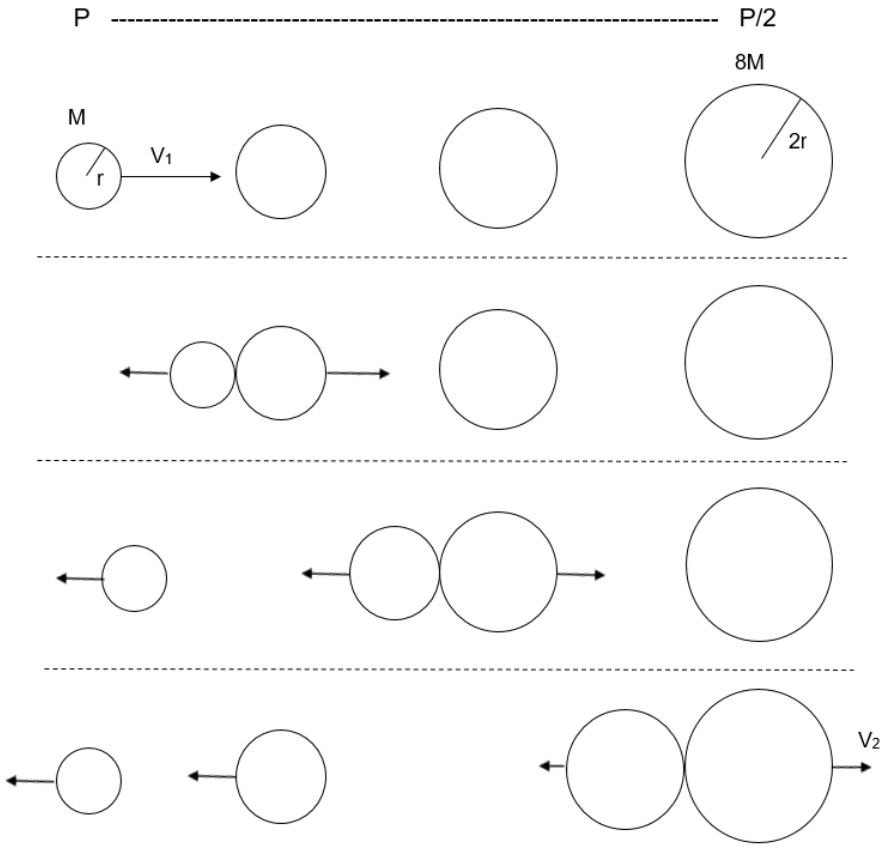


Figura 2 – Modelo mecánico para intuir la parte reactiva de la impedancia en ondas acústicas

4.3 *Simplicidad* del uso de la notación compleja.

Es práctica habitual en los textos clásicos de acústica [7, 8, 9] analizar y resolver las ecuaciones y problemas de ondas acústicas por el método de la exponencial compleja. Tras obtener la ecuación de ondas y plantear que la solución general (método de D'Alambert) consiste en funciones periódicas desplazándose con una velocidad característica, surge de forma natural el teorema de Fourier y la descomposición de una función periódica en suma de funciones armónicas. Por tanto, resolver las cuestiones para una función armónica es resolver el problema para cualquier solución periódica. En este punto, se podrían seguir las argumentaciones y resolución de los problemas con funciones *seno* y *coseno*. De hecho, para ondas armónicas planas, la obtención de la presión, velocidad de partícula, intensidad, etc.) no plantea problemas mayores. Sin embargo, los alumnos aprenden en matemáticas todo el análisis de Fourier con notación compleja. Tal tratamiento es perfectamente comprensible por la mayor simplicidad; además, suele estar exento de interpretación física. Se argumenta como ventaja principal del método (en relación a las soluciones reales trigonométricas) la simplicidad matemática que involucran las operaciones de derivación e integración. Ciertamente, tales operaciones implican, simplemente, multiplicar por los términos $j\omega$ y $1/j\omega$, respectivamente. Se cita, finalmente, que se debe obtener la parte real de la solución compleja para obtener el resultado físico correcto.
Un problema que *aparece* con este tratamiento es con el cálculo de la intensidad para el caso de ondas esféricas. Para ondas planas no se plantea ningún problema y la solución correcta se corresponde con la parte real (también con la parte imaginaria) del promedio en un periodo del producto de la presión por la velocidad. Sin embargo, en el cálculo involucrado para la resolución en ondas esféricas, el alumno considera (razonablemente, dado el argumento utilizado para la elección de variable compleja) que la intensidad también debiera ser la parte real (equivalentemente, la parte compleja) del producto de la presión compleja por la velocidad compleja (promedio en un periodo). Cuestión que no es cierta.
El tratamiento riguroso (por ejemplo, seguido en [9]) de introducir la intensidad compleja, compuesta por la parte real (intensidad *activa*) y la parte imaginaria (intensidad *reactiva*) para desembocar en que tales partes ahora son las partes real e imaginaria, no del producto de la presión por la velocidad (complejas) sino el producto de la presión (compleja) por el conjugado de la velocidad (compleja) resulta bastante complicado para los objetivos del curso y el tiempo disponible. En su lugar, es sumamente conveniente *volver* (curiosamente) a un tratamiento de variable real del problema, lo que (de alguna forma) se sigue en [8]. Escogiendo un adecuado origen de tiempo, siempre se puede expresar la presión de una onda esférica en forma real y evaluar de la misma forma la velocidad de partícula, eso sí, con su desfase correspondiente, en función de la distancia a la fuente y de la longitud de onda. El cálculo, muy sencillo, desemboca en el resultado correcto para la intensidad acústica.
Todavía más. En este proceso, junto con el comentado en el apartado 3.2, se puede introducir muy bien (desde luego cualitativamente, pero también cuantitativamente) el concepto de intensidad activa y reactiva. Dibujando en una gráfica un periodo para la presión y velocidad de partícula tanto a pequeña distancia a la fuente como a gran distancia a la fuente (más bien, a una fracción de longitud de onda o a varias longitudes de onda) comprenden claramente los conceptos de intensidad activa y reactiva y afianzan, de paso, el concepto de la reactancia acústica

5 Otros errores conceptuales

5.1 La velocidad de propagación depende de características de la fuente.

Se detecta un error conceptual al considerar que algunas características de la fuente influyen en la velocidad de propagación. La principal es la relativa a la potencia acústica de la misma. Se tiende a creer que cuanto más intensa es la potencia acústica, mayor será la velocidad de propagación. Asimismo, se tiende a pensar que cuanto mayor sea la frecuencia de la onda emitida, mayor será su velocidad de

propagación. Son dos de las ideas alternativas típicas sobre la propagación de ondas acústicas. La tasa de error en este tipo de preguntas viene a situarse en torno al 20%. Un ejemplo de pregunta tipo test (con sus posibles respuestas) es el siguiente:
La velocidad de propagación de una onda acústica en un medio depende de:
- La potencia acústica de la fuente
- La frecuencia de la onda emitida
- Tanto de la potencia acústica de la fuente como de la frecuencia de la onda emitida
- Ninguna de las anteriores es correcta.

Hay que hacer notar que, cuando el concepto es erróneo, la tendencia en este tipo de preguntas es a contestar respuestas tipo la tercera opción.
La mejor forma de intentar 'corregir' este error consiste en revisar la(s) ecuación(es) donde aparece(n) resultados para la velocidad de propagación y confirmar que las únicas dependencias son las relativas a propiedades del medio, cual son el módulo de volumen y la densidad en el equilibrio, dentro de la aproximación de acústica lineal. En la discusión posterior, suelen comprender perfectamente que el resultado resulta totalmente 'lógico' tras confirmar que, una vez generada la perturbación en un punto, es el medio el 'dueño' de su propagación; en esta propagación, la fuente no puede influir en nada. Un resultado un tanto similar es el reportado por Hrepic et al. [10]. Detectaron que muchos estudiantes, al explicar la propagación del sonido desde el modelo alternativo de 'entidad' (y no del correcto de 'onda'), interpretan que el sonido es una unidad independiente del medio por el que viaja. Es más, no se 've' ningún medio que se requiera para trasmitir una onda acústica de la fuente al receptor.
Sobre este aspecto, hacemos hincapié en las prácticas de laboratorio. Tanto en la medida de la velocidad de propagación del sonido como en la resonancia en tubos, se puede detectar muy bien la dependencia de la velocidad de propagación en función de la temperatura. Es entonces cuando se debe recordar que es el medio (y sus propiedades) quien decide la velocidad de propagación. Una experiencia muy atractiva y clarificadora a este respecto es la determinación de la temperatura midiendo la frecuencia de resonancia en resonadores de Helmholtz [11]. Este tema tuvo que eliminarse de nuestro temario en la última reducción de créditos a *nuestra parte* de la asignatura.

5.2 Ondas esféricas muy alejadas de la fuente

La típica (y muy frecuente) frase que asimila las ondas esféricas a ondas planas a grandes distancias de la fuente, les lleva a creer que, entonces, la presión acústica ya no disminuye con la distancia. Aunque una discusión del aspecto energético les lleva, rápidamente, a ver lo erróneo de tal deducción, les suele costar comprender bien la situación. Suele ser muy oportuno y positivo el comprobar que la pequeñísima parte reactiva de la propagación (dada la similitud de las masas) hace que sea necesario duplicar la distancia a la fuente (ya de por sí elevada) para reducir en 6 dB el nivel de presión sonora. El aspecto energético suele aclarar múltiples errores, como este comentado.

5.3 Errores típicos en las condiciones de frontera entre dos medios

Como es bien conocido, cuando ondas acústicas planas inciden sobre una superficie que implica un cambio de medio, debe haber una continuidad en la presión a ambos lados, así como como una continuidad en la componente normal de la velocidad de partícula en ambos medios. Suelen comprender fácilmente la *necesidad física* de que esto sea así; también (aunque requieren más aclaración) que, en el medio de la onda incidente, tanto la presión de la onda como la velocidad de partícula deben incluir tanto la de la onda incidente como la de la reflejada. Los cálculos para obtener los coeficientes de reflexión y de trasmisión (tanto de amplitud de presión como de intensidad) son sencillos. El principal error conceptual que detectamos es que ante un coeficiente de trasmisión de presión próximo a 2 (incidencia desde un medio de pequeña impedancia a otro de muy alta impedancia) deducen que puede

trasmitirse una intensidad (energía) mayor de la que incide; es decir, que se mezclan los conceptos de coeficiente de reflexión de amplitud de presión y de intensidad. Es más, *deducen* que la presión en el medio 2 (al tener una 'gran masa') debe de ser prácticamente nula.
Respecto al primer error conceptual, suele aclararse distinguiendo claramente la diferencia entre los coeficientes de reflexión de presión y de intensidad. Queda claro el error cuando comprueban que la intensidad trasmitida por el medio 2 es inversamente proporcional a su impedancia; en otras palabras, la velocidad de partícula en el segundo medio es prácticamente nula. No obstante, al discutir este error conceptual, detectamos que hacen un símil equivocado con el caso de choques entre una pequeña masa (medio de la izquierda, de reducida impedancia) con una gran masa (medio de la derecha, con gran impedancia), deduciendo, erróneamente, que la presión trasmitida ha de ser prácticamente nula, al equipararla con la velocidad trasmitida en el caso del choque. Un ejemplo de pregunta tipo test (con sus posibles respuestas) es el siguiente:
Cuando una onda sonora plana propagándose en un medio de pequeña impedancia incide normalmente sobre un medio de gran impedancia,
- La intensidad trasmitida será una muy pequeña fracción de la intensidad incidente.
- La onda de presión reflejada sufre cambio de fase respecto de la incidente.
- La amplitud de presión trasmitida es una muy pequeña fracción de la presión de la incidente
- Ninguna de las anteriores es correcta.

Nuevamente, un porcentaje significativo (20%) opta por la tercera opción. Tanto en la resolución de los exámenes como en las tutorías, se comprueba una errónea analogía con el caso de los choques. Introduciendo los coeficientes de reflexión y trasmisión para las velocidades de partícula se puede comprobar fácilmente (se les suele plantear como ejercicio) que son iguales en módulo que para la presión, pero de signo opuesto. Ello implica que, para la reflexión, cuando no hay cambio de fase en la presión, lo hay en la velocidad de partícula (y desplazamiento de partícula) y viceversa. De hecho, cuando analizan ahora esta analogía es cuando entienden muy bien que la presión acústica sea máxima en las paredes rígidas. Antes de ello, tendían a pensar que la presión acústica en las paredes rígidas debía ser nula.
Una experiencia muy sencilla que les proponemos es que, generando ellos un sonido (mejor de baja frecuencia) se desplacen hacia una pared rígida y comprueben que el nivel sonoro se incremente (de hecho, en torno a 6 dB) cuando acercan el oído a la pared. Entonces suelen *visualizar* claramente que la incidente y reflejada se suman en fase para producir doble presión. Por condición de frontera, la presión en el medio 2 (pared rígida) debe ser idéntica; en definitiva, doble que la de la incidente.

6 Valoración y conclusiones

La experiencia de varios años impartiendo la asignatura de 'Propagación y Trasmisión de Ondas' en el grado de Ingenierías en Tecnologías en Telecomunicaciones (ITT) en la Universidad Pública de Navarra nos permite realizar algunas valoraciones tanto sobre su entronque en los estudios de dicho grado como la dificultad de comprensión de algunos conceptos por parte del alumnado:

1. El temario de la Física que se imparte en el primer curso del grado de ITT (6 ECTS en el primer cuatrimestre) consta, casi exclusivamente, de electromagnetismo, con un pequeño tema (dos semanas) de ondas mecánicas. Este es el único bagaje de física cuando acceden a la parte de la asignatura de Ondas Acústicas de 2º curso.

2. Se observa una muy diferente motivación entre los alumnos que han elegido el grado para seguir el itinerario de Sistemas Audiovisuales y Multimedia (muy motivados) que los que optan por los otros dos itinerarios, Sistemas de Telecomunicación y Telemática, muy poco motivados.

3. Suele plantear problemas establecer claramente el modelo físico del medio en el que se van a plantear las ecuaciones de estado, continuidad y fuerza para llegar a la ecuación de ondas en 3 dimensiones. Cuesta abstraerse del modelo de gas (aire) con partículas individuales. El concepto de 'partícula del fluido' les cuesta comprenderlo con la versatilidad que requiere. Se han planteado experiencias de laboratorio para *visualizarlo*.

4. Si bien es generalizado el uso de variable compleja en todos los textos clásicos de acústica, en algunos problemas (intensidad acústica en ondas esféricas, resolución de la onda acústica en locales con paredes rígidas) resulta conveniente el tratamiento con variable real, mucho más intuitivo.

5. La impedancia acústica tienden a asociarla únicamente a su componente resistiva. Aunque la parte reactiva de una impedancia la tienen relativamente bien asimilada de circuitos eléctricos, el símil mecánico descrito (bueno, más que símil, modelo bastante realista del medio) les suele ayudar a comprender mejor el concepto de impedancia acústica, concretamente, la reactancia acústica.

6. Existe la idea alternativa de que la amplitud de presión en las fronteras rígidas debe ser nula. Creemos que viene motivada por los *argumentos* de que 'una onda acústica en el aire no puede originar presión sobre un medio tan denso y rígido' y, por otra parte, porque 'unas ligeras partículas de aire no pueden desplazar a una pared tan másica y rígida'. Tales errores provienen tanto de no considerar la reflejada como parte de la onda en el medio incidente como por no considerar los desfases entre incidente y reflejada. La experiencia de acercarse a una pared rígida mientras se emite una baja frecuencia suele ser totalmente concluyente.

7. Tienen tendencia a pensar que las características de la fuente (potencia, frecuencia emitida) influyen en la velocidad de propagación, interpretando que el sonido es una entidad independiente del medio en el que viaja. Discutir el resultado obtenido para la velocidad de propagación (dependiente, únicamente, de propiedades del medio) mitiga tal idea alternativa.

Referencias

[1] Gómez, Á. I. (2013, Abril 15). Enseñar: ayudar a aprender. Público. https://blogs.publico.es/dominiopublico/6808/ensenar-ayudar-a-aprender/

[1] Geary, D. (2007). Educating the evolved mind: Conceptual foundations for an evolutionary educational psychology. In J. Carlson, & J. Levin, Educating the evolved mind: Conceptual foundations for an evolutionary educational psychology (pp. 1-99). Information Age Publishing.

[3] Gibbs (2003) Uso estratégico de la evaluación en el aprendizaje. EnBrown y Glasner, Evaluar en la Universidad. Problemas y nuevos enfoques, pp 61-70.

[4] Gibbs, G. & Simpson, C. (2004) Conditions under which assessment supports students' learning. Learning and Teaching in Higher Educations. Issue 1, 3-31.

[5] Decreto Foral 72/2022, de 29 de junio, por el que se establece el currículo de las enseñanzas de la etapa de bachillerato en la Comunidad Foral de Navarra. BON 26 de agosto de 2022.

[6] Saposhkov M., Electroacústica, Ed. Reverté, ISBN: 978-8429143508. (1983)

[7] Heinrich Kuttruff (1973), Room Acoustics, (Fourth edition), Elsevier Science Publishers, ISBN 0-419-24580-4

[8] Kinsler L., Frey A., Coppens A., Sanders J., (1988), Fundamentos de Acústica, Ed. LIMUSA, Mexico, ISBN 968-18-2026-6

[9] F.J. Fahy (1995), Sound Intensity, Ed. E&FN Spon, London, ISBN 0-419-19810-5

[10] Hrepic, Z., Zollman, D. A. y Rebello, N. S. (2010). Identifying students' mental models of sound propagation: The role of conceptual blending in understanding conceptual change. *Physical Review Special Topics - Physics Education Research*, *6*(2), 020114.

[11] Jesús Alba Fernández, Romina del Rey Tormos (2012), Medida de la temperatura con una botella, *Revista española de física*, ISSN 0213-862X, **26**, nº 1, 2012.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

O ENSINO DA ACÚSTICA BASEADO NUMA ABORDAGEM CONSTRUTIVISTA INTEGRADA NA SOCIEDADE

Carlos F. Ferreira[12], Maria C. Costa[13]

[1] Escola Superior de Tecnologia de Tomar, Instituto Politécnico de Tomar
[2] Ci2 - Smart Cities Research Center, Instituto Politécnico de Tomar
{cferreira@ipt.pt}
[3] CICS.NOVA - Centro Interdisciplinar de Ciências Sociais, Universidade Nova de Lisboa
{ccosta@ipt.pt}

Resumo

O presente artigo foca-se num trabalho de implementação de uma abordagem ao ensino da física do som com base numa perspetiva construtivista do conhecimento. Para o efeito, foi desenvolvido um trabalho colaborativo com a comunidade envolvente, incluindo câmaras municipais, centros de formação, escolas do ensino básico e secundário e uma instituição do ensino superior. Procurou-se ainda introduzir um terceiro vetor no processo de aprendizagem de estudantes do ensino superior: o de, em simultâneo com a parte académica, fazer com que estes gerem algo útil para a sociedade, sob a forma de participação em eventos relacionados com a educação STEAM. Verificou-se que esta abordagem promoveu o interesse e a aprendizagem dos estudantes, proporcionando ainda um sentido de propósito e realização aos estudantes envolvidos, assim como promoveu feedback e capacidades de gestão, e também conceitos fundamentais na futura integração destes no mercado de trabalho.

Palavras-chave: Física do som, ensino construtivista, desenvolvimento de protótipos, educação STEAM.

Abstract

This paper focuses on the implementation of an approach to teaching the physics of sound based on a constructivist perspective of knowledge. To this end, a collaborative work was carried out with the surrounding community, including local councils, training centres, primary and secondary schools and a higher education institution. We also sought to introduce a third vector into the learning process for higher education students: that of making them generate something useful for society at the same time as the academic part, in the form of participation in events related to STEAM education. It was found that this approach promoted student interest and learning, and provided a sense of purpose and achievement for the students involved, as well as promoting feedback and management skills, and also fundamental concepts in their future integration into the labour market.

Keywords: Sound physics, constructivist teaching, prototype development, STEAM education.

PACS no. 43.10.Sv, 43.10.Ln, 43.50.Sr, 43.38.-p

1 Introdução

Nesta secção, são referidos os princípios de ensino assentes no construtivismo, assim como se destaca a importância de adotar metodologias de ensino que motivem os estudantes para a aprendizagem e para os preparar para os desafios da vida real. É neste contexto que se dá conta do desenvolvimento de atividades práticas *hands-on* e de protótipos por uma instituição do ensino superior, com o objetivo de ensinar conceitos fundamentais relacionados com a física do som, com base numa perspetiva construtivista do conhecimento.

1.1 Princípios de ensino e o construtivismo

Os princípios do pensamento construtivista consideram que a construção do conhecimento é realizada de uma forma recorrente, sendo que, para isso, é necessária uma participação ativa do sujeito na aprendizagem, ou seja: este realiza experiências e interpreta-as, várias vezes, testando as hipóteses formuladas, assim como as conclusões. Neste contexto, o conhecimento é ativamente construído pelo aluno e não recebido passivamente do exterior [1].

Havendo já estudos de vários autores, desde Aristóteles, Karl Marx, entre outros, que defendiam a utilização dos sentidos e da prática, na aprendizagem, os trabalhos de Maria Montessori, Jean Piaget e Vygotsky, foram importantes no instituir dos princípios da teoria construtivista do conhecimento [1], [2]. Segundo estes, o desenvolvimento mental humano é, desde a infância, um processo de adaptação ao meio, que resulta, assim, da interação com ele.

Entenda-se como fazendo parte da interação com o meio, também o aspeto social, de grande importância neste processo [3]. A discussão em grupo, e o envolvimento social e emocional, quando adequados, proporcionam uma componente importante no processo de aprendizagem. Vários autores identificam ainda a necessidade de encorajamento implícito ao aluno para construir autoconsciência, o desenvolvimento de autonomia, juntamente com o seu progresso dentro do grupo e da sociedade, assim como competências de gestão, para um verdadeiro crescimento [4]. As ligações pessoais e a experiência dada pela responsabilidade social, criadas neste processo, servem de "teia" e estrutura para futuras evoluções.

1.2 Aprendizagem através da realização de projetos com a comunidade

Com base no entendimento do processo de construção do conhecimento recomenda-se que se adotem metodologias de ensino que preparem melhor os estudantes para as carreiras futuras. Neste sentido, a abordagem STEAM (Ciências, Tecnologia, Engenharia, Arte e Matemática), que envolve a resolução de problemas da vida real, é defendida por motivar os estudantes para a aprendizagem e os preparar para os desafios das sociedades atuais [5].

No presente artigo apresenta-se um trabalho referente à implementação de uma abordagem ao ensino da física do som com base numa perspetiva construtivista do conhecimento, tendo por objetivo adicional motivar os alunos para a aprendizagem das STEAM. Com este propósito, foi desenvolvido um trabalho colaborativo com a comunidade envolvente, incluindo câmaras municipais, centros de formação, escolas do ensino básico e secundário e uma instituição do ensino superior.

Neste contexto, a instituição do ensino superior procura dar resposta às necessidades da comunidade, desenvolvendo atividades práticas *hands-on* e protótipos destinados a promover a aprendizagem dos estudantes, quer em visitas ao seu campus, quer nas escolas, ou ainda em feiras ou mesmo em clubes Ciência Viva, entre outros.

Neste processo foram envolvidos estudantes do ensino superior. Nomeadamente, no projeto e desenvolvimento de sistemas experimentais, destinados à utilização em eventos na comunidade e, portanto, com o objetivo de terem aplicação prática. Este é um "desafio maior" para os estudantes, dado

que os protótipos desenvolvidos têm de ser testados em contexto real e só serão aprovados se cumprirem os objetivos previamente definidos.

Na próxima secção explica-se a metodologia do caso em estudo. Na secção 3 aborda-se o desenvolvimento dos protótipos, assim como a sua utilização em eventos na comunidade. Finalmente, na secção 4, são apresentadas as conclusões.

2 Contexto e metodologia de desenvolvimento dos protótipos

Desde 2013 que a Academia da Ciência, Arte e Património (www.academiacap.ipt.pt) tem vindo a desenvolver atividades enquadradas nas STEAM e património [6]. Entre atividades destinadas a alunos do ensino básico e secundário também é promovido o desenvolvimento profissional de professores. Neste contexto, o desenvolvimento de vários protótipos, assim como experiências práticas *hands-on*, para serem implementadas nas referidas atividades tem um papel importantíssimo, dado que estes são desenhados para o fim a que se destinam, i.e., têm que ser adequados para a aprendizagem de conteúdos relacionados com as STEAM através de uma abordagem *hands-on* que seja apelativa para os estudantes [7], [8].

Os protótipos em causa são realizados por estudantes do ensino superior, no âmbito da unidade curricular de projeto. Esta é uma unidade com um funcionamento diferente das restantes. Existe uma lista de temas que é proposta pelos professores/orientadores, e cada grupo de estudantes (constituído, normalmente, por 2 ou 3) candidata-se àqueles pelos quais têm preferência. Existe, deste modo, à partida interesse no tema por parte dos alunos, ou seja, estes estarão motivados para desenvolver o projeto nessa área.

O projeto é supervisionado por professores, que funcionam como tutores/consultores. Pretende-se que este corresponda ao concretizar do trabalho proposto, utilizando os vários conhecimentos obtidos durante o percurso académico, sendo muitas vezes um dos primeiros contactos com a construção de algo relativamente complexo e que necessita de ser bem fundamentado. Alia-se, deste modo a teoria à prática, tal como o defendido por Dewey [9].

Neste contexto, os estudantes revelam um esforço elevado na sua realização para dar resposta ao solicitado. Muitas vezes estes trabalhos são meramente académicos e, no final, o sistema produzido/protótipo pode ficar "na prateleira, a ganhar pó", não sendo utilizado. A sua função termina, deste modo, sem que haja aplicação em contexto real do projeto realizado.

Neste artigo, dá-se conta do desenvolvimento de projetos que são implementados na comunidade e, portanto, têm aplicação prática na vida real, o que acresce o grau de dificuldade para a sua boa execução, dado que ele só é aprovado se funcionar de acordo com os objetivos previamente definidos. As intervenções na comunidade podem ser em workshops em escolas do ensino básico ao secundário, formação de professores, ou feiras de ciência, entre outros.

Apesar da dificuldade acrescida, relacionada com o funcionamento dos protótipos e sua boa aceitação pelo público a que se destinam, os estudantes de engenharia, envolvidos nestes projetos, apreciam esta dimensão de serviço à sociedade, que proporciona um sentido de propósito e utilidade. Por outro lado, este tipo de projeto promove feedback sobre o trabalho realizado, assim como ajuda no desenvolvimento de capacidades de gestão, de trabalho em equipa, de relacionamento com a sociedade e as suas necessidades, etc., capacidades essas, que são reconhecidamente úteis para a sua vida profissional.

Este é um aspeto importante, defendido por vários autores: o colocar do trabalho ao serviço da comunidade, sendo uma relação de ganho para ambos: estudantes e comunidade [10], [11].

3 Protótipos construídos e respetivos contextos de utilização

Nas próximas subsecções apresentam-se os protótipos desenvolvidos e a sua relação com os conceitos acústicos em causa.

3.1 Gerador de funções

Em grande parte das experiências, relacionadas com o tema áudio e acústica, é necessário gerar um sinal de uma determinada frequência num tom puro, ou seja de forma sinusoidal.

Foi, assim, proposto projectar um oscilador eletrónico, com frequência variável, que abrangesse o intervalo de frequências audível pelo ser Humano.

A resposta obtida foi baseada num circuito integrado (CI), o ICL8038, que permite obter sinais de saída de forma sinusoidal, quadrada e triangular.

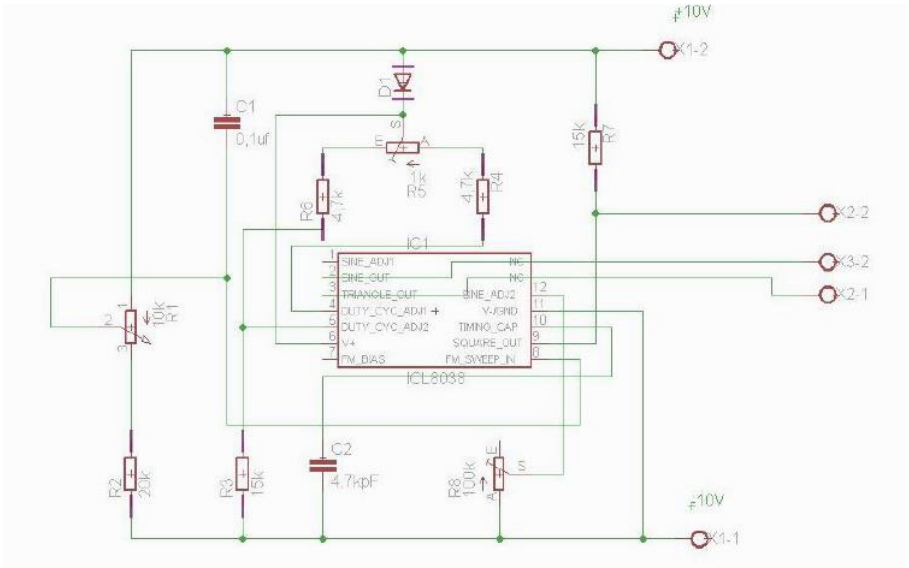


Figura 1 – Esquema elétrico do oscilador, baseado no circuito integrado ICL8038.

Adicionando relativamente poucos componentes externos, utiliza-se o circuito apresentado na Figura 1, e o seu projeto em circuito impresso, assim como a sua implementação, na Figura 2.

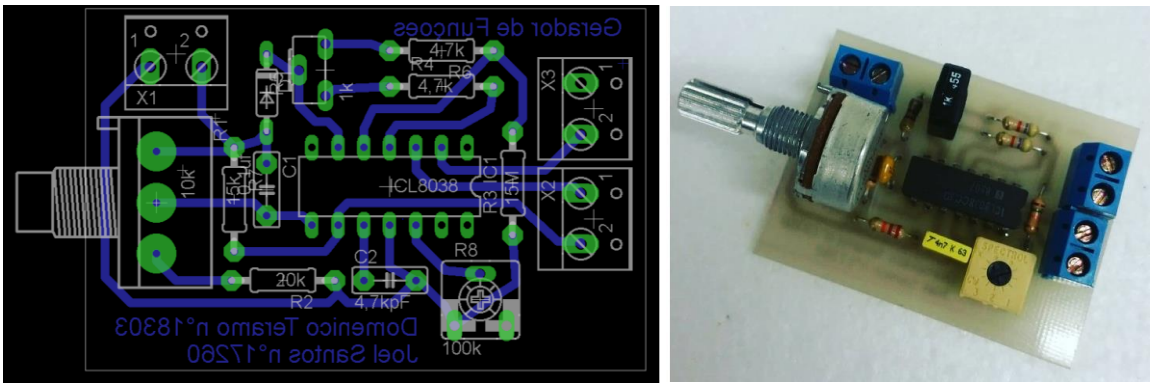


Figura 2 – Projeto em circuito impresso (esquerda), assim como a sua implementação (direita).

De acordo com o seu princípio de operação, se R4 e R6 forem iguais, e de valor R, e denominando C2 unicamente por C, a frequência de oscilação é dada por:

$$f = \frac{0{,}33}{RC}. \quad (1)$$

Fazendo uso da Equação 1, para o cálculo da frequência, e assumindo um valor de R igual a 4,7 kΩ, e um condensador de 4,7 nF obtém-se uma frequência de aproximadamente 15 kHz.

Como se pretende que este valor seja variável, introduziu-se, através do potenciómetro R1, uma tensão variável no terminal 8 do CI, permitindo obter modulação em frequência, ou seja, uma variação de aproximadamente 20 Hz a 20 kHz.

3.2 Caixa de reprodução portátil, com espaço de transporte de material.

Para poder atender à reprodução de áudio em diversas apresentações e eventos, como por exemplo visitas às escolas ou feiras de ciência, optou-se por projetar e desenvolver uma caixa acústica ativa. Como objetivos definiu-se integrar, num único sistema, um reprodutor áudio estéreo (amplificador e colunas), facilmente transportável, com o gerador de sinais anteriormente descrito e ainda algum espaço adicional para transportar itens adicionais. Para demonstrar efeitos de diretividade, entre outros, pretende-se que, simultaneamente, seja possível o utilizador definir a posição dos altifalantes esquerdo e direito. O seu diagrama de blocos encontra-se representado na Figura 3.

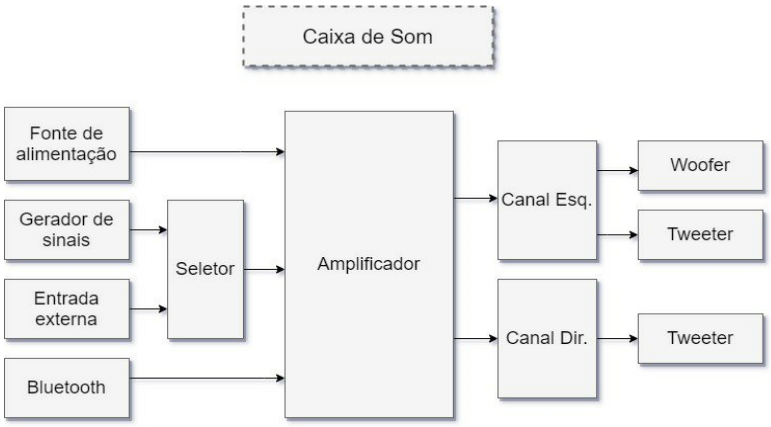


Figura 3 – Diagrama de blocos do projeto.

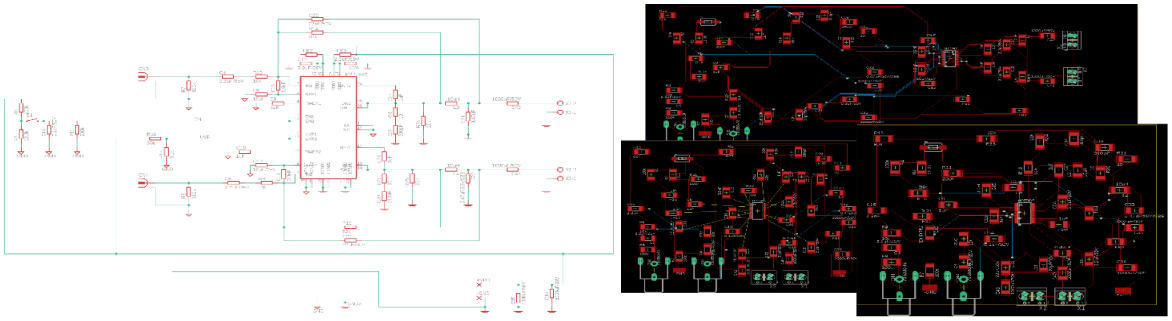


Figura 4 – Desenvolvimento do amplificador de potência (esquerda: esquemático, direita: Placa de Circuito Impresso).

De modo a estender a autonomia do sistema ao máximo (no caso de utilização por acumuladores de energia) optou-se por utilizar fontes comutadas e amplificadores classe D. Os sistemas baseados em comutação, apesar de serem mais difíceis de construir, e de obter boas características em termos de distorção, relação sinal-ruído, etc., [12], permitem obter uma bastante maior eficiência e maior densidade de potência que os sistemas com andares de classe AB tradicionais [13].

O sistema de amplificação encontra-se ainda em fase de desenvolvimento, tal como o representado na Figura 4. A fonte é de 24 V e, numa primeira abordagem, optou-se por utilizar um amplificador com base no CI MP7748S.

Em termos de transdução acústica, partiu-se do princípio científico que as ondas sonoras de baixa frequência tendem a ser omnidirecionais, estas podem ser reproduzidas por um único altifalante, e em princípio são comuns aos dois canais a reproduzir. Assim, de modo a simplificar, e não utilizar mais altifalantes ou amplificadores, utilizou-se unicamente um altifalante de baixas frequências, com um filtro passa-baixo, ligado a um dos canais (esquerdo) do amplificador. Outras soluções seriam possíveis, mas, ou exigiriam um número superior de altifalantes (ou altifalantes especiais, com dois enrolamentos, por exemplo, para reproduzir os dois canais em baixa frequência), ou/e mais amplificadores (como por exemplo, um dedicado só para médios/graves).

Os dois canais, esquerdo e direito, ao reproduzir as frequências mais elevadas, filtradas com um filtro passa-alto adequado, permitem, deste modo, reproduzir a imagem estéreo provinda do material a reproduzir. Os altifalantes escolhidos encontram-se representados na Figura 5.

A caixa utilizada encontra-se em acabamento, encontrando-se a sua representação na Figura 6. O seu alinhamento acústico encontra-se ainda em optimização. Devido ao factor de qualidade total do driver de graves, (Q_{ts}, parâmetros Thiele/Small) estar num valor intermédio (0,39) este pode servir para uma caixa bass-reflex ou fechada [14], [15].



Figura 5 – Altifalantes utilizados: *8BR40N-8 (esquerda)* e *3FR30-8*, da Beyma.



Figura 6 – Construção do sistema de reprodução portátil (à esquerda na fase inicial, à direita, quase concluída: vistas frontal e traseira, incluindo trolley de transporte).

3.3 “Sonómetro” de alarme para sala de aulas.

Entre as atividades realizadas no âmbito do tema do som, foi realizado um workshop/formação, organizado em parceria com o Centro de Formação dos Templários, destinado a professores do ensino básico dos Agrupamentos de Escolas Nuno de Santa Maria, Ferreira do Zêzere, Conde de Ourém e dos Templários. Este surge no âmbito do projeto CRER na Aprendizagem: Formação sem Fronteiras.

A Figura 7 apresenta algumas fotografias registadas durante a formação realizada. À esquerda colocou-se um amplificador áudio a atuar o sistema motriz de um disco rígido e acoplou-se-lhe uma cadeira. As ondas, ao fazerem vibrar as superfícies desta, tornam-se audíveis. À direita, termina-se o evento através da exploração de diversos protótipos/experiências pelos formandos.



Figura 7 – Imagens da formação realizada. À esquerda: reprodução sonora por vibração de objetos; à direita: utilização de experiências diversas pelos formandos.

Na formação, para além de outros temas, foram abordados os níveis sonoros e o ruído. Considerando que a partir de cerca de 80 a 90 dB os sons começam a causar perdas auditivas, os professores mostraram-se preocupados com a ocorrência frequente de tais níveis em contexto de sala de aula.

Surgiu, assim, a ideia de realizar um sistema relativamente simples, do género de um sonómetro, que, através de um mostrador luminoso de barras identificasse os níveis em sala de aula. Se fossem excedidos os 85 dB, os leds deveriam ser vermelhos, para chamar a atenção de que se estaria a exceder o máximo recomendável.

3.3.1 Projeto de “sonómetro”

Pretendeu-se que o protótipo em causa fosse alimentado por uma fonte externa, mas, tivesse a possibilidade de ser portátil, pelo que se escolheu uma tensão de alimentação de 9V, permitindo, deste modo a alimentação por uma bateria, caso fosse necessário.

Para conseguir transformar a onda sonora numa indicação luminosa é necessário que o sinal passe por vários andares de “processamento” do sinal. Através de um microfone de eletreto, capta-se a onda sonora, que é, por sua vez, convertida num sinal elétrico. Este é amplificado, para que atinja um nível considerado adequado. Aplica-se depois num retificador de precisão com filtragem e carga, para o converter numa tensão DC que varia com o nível sonoro, de acordo com a constante de tempo do filtro.

O último andar é constituído por vários comparadores que fazem ligar os correspondentes led’s, em função do nível sonoro em causa.

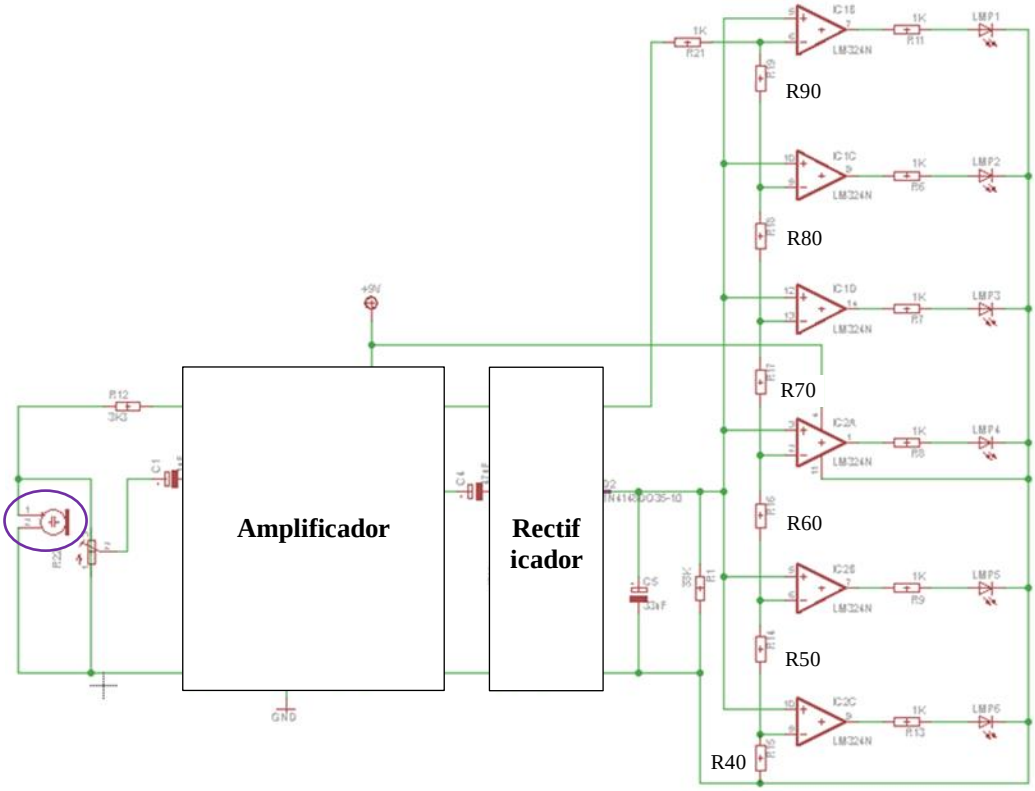


Figura 8 – Circuito elétrico do "sonómetro".

O circuito encontra-se representado na Figura 8. Sabendo à partida que o sistema não é um sonómetro propriamente dito (ele utiliza o valor de pico da onda, em vez do eficaz, possui alguma ondulação no sinal por adição de uma constante de tempo à saída do retificador, etc.), a sua precisão será muito baixa. O seu objetivo é unicamente proporcionar um valor aproximado, e alertar, caso os níveis sejam relativamente elevados. No entanto, para que haja alguma coerência, calcularam-se na Tabela 1 os ganhos correspondentes aos vários Níveis de Pressão Sonora, NPS, em relação à referência (ou seja, aos 0 dB), assumindo que 90 dB correspondem a 8V (coluna da esquerda da tabela).

Tabela 1 – Cálculos do valor das resistências de referência dos comparadores.

Ganho linear correspondente ao NPS	**Tensão de referência de cada comparador**	**Resistência, R, do divisor de tensão**
$G90\ dB = 10^{\frac{90}{20}} = 31622$	$Uref$ comparador $= 8V$	R90 = (8-2,53).1 k = 5,47 kΩ
$G80\ dB = 10^{\frac{80}{20}} = 10000$	$U80 = \frac{8 * 10000}{31622} = 2{,}53V$	R80 = (2,53-0,8).1 k = 1,73 kΩ
$G70\ dB = 10^{\frac{70}{20}} = 3162$	$U70 = \frac{2{,}53 * 3162}{10000} = 0{,}8V$	R70 = (0,8-0,253).1 k = 547 Ω
$G60\ dB = 10^{\frac{60}{20}} = 1000$	$U60 = \frac{0{,}8 * 1000}{3162} = 0{,}253V$	R60 = (0,253-0,08).1 k = 173 Ω
$G50\ dB = 10^{\frac{50}{20}} = 316$	$U50 = \frac{0{,}253 * 316}{1000} = 0{,}08V$	R50 = (0,08-0,0253).1 k = 54,7 Ω
$G40\ dB = 10^{\frac{40}{20}} = 100$	$U40 = \frac{0{,}08 * 100}{316} = 0{,}0253V$	R40 = (0,0253-0,008).1 k = 17,3 Ω



Figura 9 – "Sonómetro": Caixa desenvolvida em 3D, e sistema já instalado.

Podem, agora, calcular-se os valores da tensão de referência correspondentes, para cada um dos comparadores que atuam os leds, (coluna do centro da tabela). Assumindo que estes se obtêm, através de divisores de tensão resistivos, que a tensão de alimentação é de 9V e que a resistência da parte superior do divisor de tensão é de 1 kΩ, pode-se a seguir, calcular o valor teórico, das resistências do divisor de tensão que define os valores das tensões anteriormente calculadas (o seu valor real é o mais aproximado, de entre as disponíveis em valores padronizados). Deste modo, um potenciómetro de volume à entrada define o ganho de base, permitindo uma calibração, e os restantes níveis serão coerentes entre si.

Posteriormente, foi ainda desenhada a placa de circuito impresso, e uma caixa, utilizando Software de desenho 3D. A caixa foi impressa em PLA (Ácido Polilático) numa impressora 3D, tal como o representado na Figura 9. Este encontra-se em testes em situação de sala de aula, com resultados positivos.

3.4 Participação em eventos.

Tal como o referido, para além da realização dos protótipos, os alunos da unidade curricular de projeto participaram no planeamento e realização de workshops e de ações de formação diversas. A título de exemplo, a Figura 10 mostra fotografias deste tipo de eventos, em contexto de sala de aula. A Figura 11 mostra fotografias de participações na comemoração do Dia da Criança na Mata dos Sete Montes, em Tomar, e na feira "Asas da Ciência", em Torres Novas.

Na formação de professores procura-se que estes experimentem as práticas que se espera que venham posteriormente a desenvolver com os respetivos alunos. Nos workshops nas escolas implementa-se a abordagem *hands-on* numa perspetiva construtivista, com o objetivo de promover a aprendizagem sobre conceitos relacionados com a física do som.



Figura 10 – Fotos de workshops nas escolas.



Figura 11 – Fotos da feira “Asas da Ciência” e do Dia da Criança.

4 Conclusões

O presente artigo apresenta um trabalho centrado no desenvolvimento de protótipos para a implementação de uma abordagem ao ensino da física do som com base numa perspetiva construtivista do conhecimento. De facto, são cada vez mais as recomendações sobre a necessidade de implementar metodologias de ensino, em particular relacionadas com as STEAM, que motivem os estudantes para a aprendizagem e os preparem melhor para as carreiras futuras.

Os protótipos são desenvolvidos por estudantes do ensino superior (engenharia eletrotécnica), como parte da sua formação e são destinados a ser implementados na comunidade, com os consequentes desafios que correspondem à sua utilização em situação real em escolas do ensino básico ao secundário, feiras da ciência, formação de professores, entre outros, e por crianças.

Cumulativamente, estes participam ativamente nos eventos, verificando a aplicabilidade do sistema, e interagindo com o público-alvo, obtendo, assim, feedback, com vista a melhoramentos.

Dado que o seu trabalho é colocado ao serviço da comunidade, é deste modo, ainda, proporcionado aos estudantes envolvidos, um sentido de propósito e realização. Verificou-se que, com este método, contribui-se para uma aquisição de competências interdisciplinares, que incluem, para além dos assuntos relacionados com a matéria a transmitir, de capacidades de gestão, interação social, entre outros, importantes para a sua futura integração no mercado de trabalho.

Apesar das dificuldades acrescidas, colocadas pelo desenvolvimento de um protótipo para ser utilizado em contexto real, ao serviço da comunidade, verificou-se que esta abordagem, para além das já conhecidas vantagens do processo construtivista, promoveu o interesse e a aprendizagem dos estudantes que reconheceram a importância do seu trabalho e valorizaram a metodologia desenvolvida.

Como trabalho para o futuro, pretende-se estender a metodologia desenvolvida na comunidade nacional agora à comunidade internacional. O projeto **Erasmus+**, KA2, ProSTEAM - PROmoting STEAM education: partnership for disseminating good practices, decerto será um importante contributo neste sentido.

Agradecimentos

Agradece-se à CIMT no contexto do projeto "PEDIME – Plano estratégico de Desenvolvimento Intermunicipal da Educação no Médio Tejo (Funded by Centro 2020)".

Referências

[1] Piaget, J. (1967). Biologist connaissance (Biology and knowledge). Gallimard, Paris.

[2] Vygotsky. L.S. (1978). Tool and symbol in child development. In: Cole M, John-Steiner V., Scribner S., Souberman E. (Eds.) Mind in Society: The development of higher psychological processes. Harvard University Press, Cambridge.

[3] Palinscar, A.S. (1998). Social constructivist perspective in teaching and learning. Annual Rev Psychology 49, pp. 345-375.

[4] Sjøberg, S. (2010). Constructivism and learning. *International encyclopedia of education*, *5*, 485-490.

[5] Costa, M.C., Domingos, A.M.D., Teodoro, V.D., Vinhas, É.M.R.G. (2022). Teacher Professional Development in STEM Education: An Integrated Approach with Real-World Scenarios in Portugal. *Mathematics*, *10*, 3944.

[6] Costa, C., & Loureiro, L. (2016). Learning by experimentation: Children's laboratory experiences at the Polytechnic Institute of Tomar. *International Journal of Learning and Teaching*. *8*(2), 119-128.

[7] Ferreira, C., Neves, P., Costa, C., & Teramo, D. Socio-constructivist teaching powered by ICT in the STEM areas for primary school. In Information Systems and Technologies (CISTI), 2017 12th Iberian Conference on, 2017, June, (pp. 1-5). IEEE.

[8] Costa, M. C., Santos, P., Patrício, J. M., & Manso, A. (2021). An Interactive Information System That Supports an Augmented Reality Game in the Context of Game-Based Learning. *Multimodal Technologies and Interaction*, *5*(12), 82, pp. 1-25.

[9] Carvalho, V. B. (2011). As influências do pensamento de John Dewey no cenário educacional brasileiro. Revista Redescrições, Ano 3, n. 1. pp. 58-77.

[10] Crawford, L., Morris, P., Thomas, J., Winter, M. (2006). Practitioner development: From trained technicians to reflective practitioners. *Int. J. Proj. Manag. 24*, 722–733.

[11] Nixon, P. Young, T. Brown, E. Wiltshire, L. (2015). Interdisciplinary Benefits: Encouraging Creative Collaboration, North East Scotland College; Paper 16.

[12] Ed Fong, Scott Bobo, "Designing for EMI Regulatory Compliance", Tripath Application Note 11, April 1999.

[13] Karsten Nielsen, "Audio Power Amplifier Techniques with Energy Efficient Power Conversion", Technical University of Denmark, Ph. D. Thesis, April 1998.

[14] Small, R. H. (1972). Closed-Box loudspeaker Systems Part I: Analysis, J. Audio Eng. Soc., vol. 20, no. 10, pp. 798-808.

[15] Thiele N. (1971). Loudspeakers in Vented Boxes: Part I. J. Audio Eng. Soc., vol. 19, no. 5, pp. 382-392.

XIII Congresso Ibérico de Acústica
55º Congreso Español de Acústica
TECNIACÚSTICA 2024
Faro, 11 a 13 setembro 2024

AS DIMENSÕES DO PROCESSO COGNITIVO DA TAXONOMIA DE BLOOM NUM MÓDULO FORMATIVO DE ACÚSTICA

Manuel Gameiro da Silva[1], Vasco Vasconcelos[1], Mário Mateus[1]

[1] Universidade de Coimbra, ADAI, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Luís Reis Santos, Pólo II, 3030-788 Coimbra, Portugal.
{manuel.gameiro@dem.uc.pt, uc2018291719@student.uc.pt, mario.mateus@dem.uc.pt }

Resumo
A exploração dos domínios cognitivos da taxonomia de Bloom apresenta um conjunto de vantagens para os professores e para os alunos no processo de transmissão de conhecimentos na área de Acústica, facilitando uma aprendizagem estruturada e sistemática. A taxonomia, na sua versão revista em 2001, compreende a progressão através dos estágios de conhecimento definidos pelos seguintes verbos: recordar, compreender, aplicar, analisar, avaliar e criar. Assim, as estratégias de ensino e de aprendizagem devem ser desenhadas de modo a que os estudantes consigam adquirir e desenvolver as competências correspondentes aos estágios mais elevados, não se limitando só à memorização e ao entendimento dos conceitos. Neste artigo apresentam-se um conjunto de atividades e de ferramentas computacionais usadas para transmitir os conhecimentos, numa progressão ao longo da taxonomia de Bloom num módulo formativo de Acústica, integrado numa disciplina sobre Qualidade Ambiental Interior de um curso de mestrado da Universidade Coimbra. São explorados, entre outros, os conceitos de nível de pressão sonora, nível equivalente de ruído, a análise de ruído ambiental, usando os seus vários descritores, e a análise em frequência de sinais sonoros em bandas de oitava e de terço de oitava.

Palavras-chave: Ensino de Acústica, Educação de Engenharia, Ferramentas e Atividades de Ensino, Taxonomia de Bloom, Inovação no Ensino

Abstract
Exploring the cognitive domains of Bloom's taxonomy presents a set of advantages for teachers and students in transmitting knowledge in Acoustics, facilitating structured and systematic learning. The taxonomy, in its revised version in 2001, comprises the progression through the stages of knowledge defined by the following verbs: remember, understand, apply, analyze, synthesize, and create. Therefore, teaching and learning strategies must be designed so that students can acquire and develop the skills corresponding to the higher stages, not limited to just memorizing and understanding concepts. This article presents a set of activities and computational tools used to transmit knowledge in a progression along Bloom's taxonomy in a training module on Acoustics integrated into a course on Indoor Environmental Quality of a master's program at the University of Coimbra. Among others, the concepts of sound pressure level, equivalent noise level, the analysis of environmental noise, using its various descriptors, and the frequency analysis of sound signals in octave and third-octave bands are explored.

Keywords: Acoustics Teaching, Engineering Education, Teaching Tools and Activities, Bloom's Taxonomy, Teaching Innovation

PACS no. 43.10.Sv, 43.58.-e, 43.64.Yp

1 Introdução

Este artigo aborda a forma como foram desenvolvidas as estratégias de ensino e de aprendizagem ativa num módulo sobre acústica incluído numa disciplina de Qualidade Ambiental Interior em Edifícios que é lecionada pelo primeiro autor, desde o ano letivo de 2008-2009, no Programa Doutoral em Sistemas Sustentáveis de Energia [1] da Universidade de Coimbra. A disciplina em causa é composta por quatro módulos sobre os vários aspetos do conforto ambiental, em que, além do ambiente acústico, se aborda o ambiente térmico, a qualidade do ar interior e a iluminação.
Um conjunto de aplicações computacionais didáticas foram, ao longo do tempo, desenvolvidas no âmbito da disciplina acima mencionada quer para funcionarem como laboratórios virtuais [2,3,4], quer para emularem o funcionamento de diferentes equipamentos de medição [5], garantindo-se a disseminação dos valores adquiridos através de plataformas web, numa filosofia de laboratório de acesso remoto [6].
Em 2015, em resposta a uma solicitação da Ordem dos Engenheiros, usando como ponto de partida os conteúdos existentes e as ferramentas de ensino até então desenvolvidas no âmbito da referida disciplina de Qualidade Ambiental Interior, foi criado um curso de e.learning sobre conforto ambiental em edifícios [7], com o apoio do Serviço de Ensino à Distância da Universidade de Coimbra. Estratégias diversificadas, usando como base a plataforma existente a funcionar sobre Moodle, como webinars, laboratórios virtuais, laboratórios de acesso remoto, fóruns de debate e sessões síncronas foram testadas para garantir uma dinâmica de envolvimento interessado dos formandos ao longo do curso.
No planeamento desse curso, da interação com os profissionais da Unidade de Ensino à Distância da UC, com fortes competências na área de Ciências da Educação, resultou um processo em que a sequência das atividades formativas foi concebida de modo a permitir ter uma progressão da base para o topo, ao longo dos vários estágios de conhecimento da Taxonomia de Bloom. Após a realização de três edições desse curso, têm vindo a ser introduzidas novas atividades na disciplina formal já existente com o objetivo de garantir uma diversidade de experiências de aprendizagem aos alunos. No presente artigo reporta-se o estádio atual da disciplina, abordando-se algumas das atividades e estratégias de transmissão de conhecimentos, as suas ligações com as matérias lecionadas e a forma como atingir e explorar as diferentes fases do conhecimento na Taxonomia de Bloom.

2 Utilização da Taxonomia de Bloom no ensino das STEM

A Taxonomia de Bloom, desenvolvida por Benjamin Bloom em 1956 [8], é um sistema de classificação hierárquica utilizado para definir e distinguir diferentes níveis do conhecimento nos processos de aprendizagem. Esta taxonomia influenciou profundamente as práticas educativas, fornecendo uma estrutura para conceber e avaliar os resultados da aprendizagem. Numa perspetiva histórica da Taxonomia de Bloom, ela foi criada como parte de um esforço mais amplo dos educadores para estabelecer objetivos de aprendizagem claros e mensuráveis. Esta iniciativa surgiu de uma série de conferências informais entre Bloom e outros psicólogos educacionais no final da década de 1940 e início da década de 1950.
Em 1956, Bloom, juntamente com os colaboradores Max Engelhart, Edward Furst, Walter Hill e David Krathwohl, publicou "Taxonomia dos Objectivos Educacionais: A Classificação dos Objetivos de Aprendizagem".
A taxonomia original de Bloom dividiu os objetivos educacionais em seis níveis hierárquicos, cada um representando uma fase diferente de processo de aprendizagem de uma dada matéria:

1. Conhecimento: Recordação de factos e conceitos básicos.

2. Compreensão: Compreender a informação e entender o seu significado.
3. Aplicação: Utilizar a informação em situações novas e concretas.
4. Análise: Dividir a informação em partes e examinar as relações.
5. Síntese: Combinar elementos para formar um todo novo e coerente.
6. Avaliação: Fazer julgamentos com base em critérios e padrões.

Em 2001, um grupo de psicólogos cognitivos, envolvidos no estudo teórico dos currículos educativos, investigadores ida área de Ciências da Educação e especialistas em testes liderados por Lorin Anderson (um antigo aluno de Bloom) e David Krathwohl [2] publicou "Uma Taxonomia para a Aprendizagem, Ensino e Avaliação: Uma Revisão de Taxonomia dos Objetivos Educacionais de Bloom". Esta taxonomia revista apresenta várias alterações significativas. Os níveis foram renomeados utilizando verbos em vez de substantivos para refletir melhor a natureza dinâmica do pensamento. A hierarquia foi revista e a "Síntese" foi substituída pela "Criação", posicionada agora no nível mais elevado dos processos cognitivos. Na figura 1 apresenta-se, de forma gráfica, a estrutura original da taxonomia e o processo de revisão que conduziu à versão de Krathworth e Anderson em 2001, enquanto a figura 2 é utilizada para apresentar as definições resumidas das várias fases desta última versão.

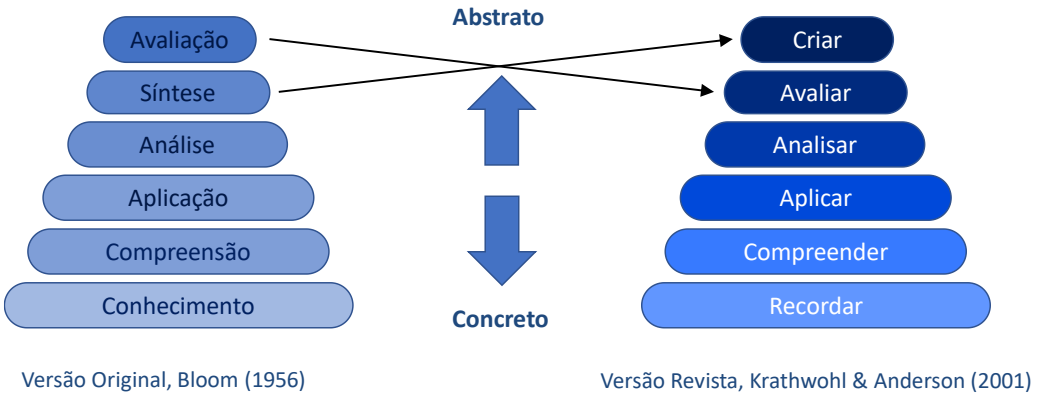


Figura 1 – As fases do conhecimento na taxonomia de Bloom

A taxonomia revista introduziu ainda uma estrutura bidimensional, constituída pela Dimensão do Conhecimento (conhecimento factual, conceptual, procedimental e metacognitivo) e pela Dimensão do Processo Cognitivo (recordar, compreender, aplicar, analisar, avaliar e criar).
Hoje, a Taxonomia de Bloom, tanto na sua forma original como na revista, continua a ser uma ferramenta fundamental na educação. Ajuda os professores a criar objetivos, a planear o ensino e a avaliar a aprendizagem dos alunos. Para além dos contextos educativos tradicionais da educação, a taxonomia alargou a sua influência, abrangendo a formação corporativa, a educação militar e outros campos onde a aprendizagem estruturada e a avaliação são críticas.
A Taxonomia de Bloom evoluiu de um modelo hierárquico simples de competências cognitivas para uma fase mais estruturada e flexível que acomoda uma vasta gama de contextos educacionais. O seu impacto duradouro reflete a sua utilidade na promoção de uma abordagem sistemática para a compreensão e melhoria do processo de ensino e aprendizagem.
A utilização da Taxonomia de Bloom no ensino da Engenharia oferece várias vantagens, desde a progressão na aprendizagem de uma forma mais estruturada, ao desenvolvimento de um pensamento crítico melhorado, passando por um processo de avaliação mais eficaz e diversificado, possibilitando a concretização de um processo de aprendizagem ativa. Ao tirar partido desta estrutura, os professores podem criar experiências de aprendizagem mais dinâmicas, abrangentes e centradas no aluno, aumentando as probabilidades do seu sucesso académico e profissional.

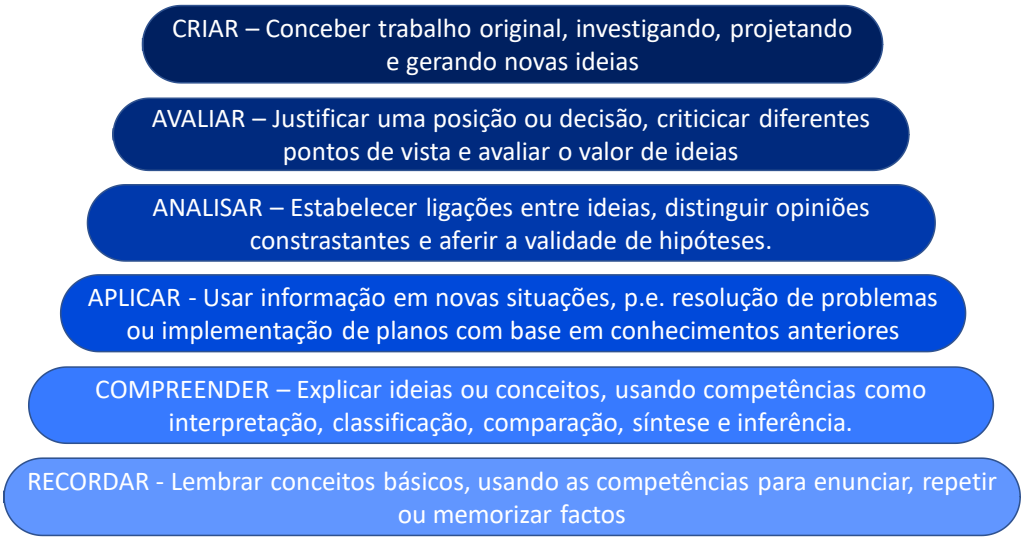


Figura 2 – Definição das fases da versão revista em 2001 da Taxonomia de Bloom

Apesar dos benefícios que a utilização disseminada da Taxonomia de Bloom poderia induzir na qualidade da oferta formativa do ensino superior nas áreas de engenharia, é relativamente escasso o número de artigos que reportem experiências nesta área. Kim et. al [3] criaram dois protótipos de atividades que permitem aos alunos explorar aspetos de diferentes conceitos de som e acústica: o "problema do cocktail" (identificação da fonte sonora nas misturas) e a física de instrumentos musicais. Para além dos seus objetivos enquanto atividades de aprendizagem, o processo de gamificação implementado facilitou a recolha de dados sobre a perceção do áudio e da música, com um intervalo de variação de parâmetros que, de outra forma, seria difícil de alcançar para grandes populações. Há um artigo que curiosamente versa uma área de atuação muito próxima do presente trabalho, que foi recentemente publicado por Botari et. al. [4] abordando a utilização de ferramentas educacionais no Ensino da Física Acústica numa disciplina de Conforto Ambiental integrada nos programas dos cursos de Engenharia Civil e Tecnologia de Construção Civil e afins em universidades brasileiras. Também existe um artigo recente de Sharunova et. al. [5] sobre a aplicação da taxonomia no desenho de ofertas formativas transdisciplinares de engenharia que relata uma avaliação muito positiva da parte dos alunos relativamente a uma experiência-piloto realizada.

Dimensões do Conhecimento	Fases / Ações do Processo de Conhecimento					
	Recordar	Compreender	Aplicar	Analisar	Avaliar	Criar
Factual	Listar	Sumarizar	Classificar	Ordenar	Graduar	Combinar
Concetual	Descrever	Interpretar	Experimentar	Explicar	Avaliar	Planear
Procedimental	Tabular	Prever	Calcular	Distinguir	Concluir	Compor
Meta-Cognitivo	Usar	Executar	Construir	Alcançar	Actuar	Listar

Figura 3 - Estrutura bidimensional da versão revista da taxonomia, integrando as dimensões do conhecimento e do processo cognitivo

3 Atividades desenvolvidas para um Módulo de Acústica

3.1 Conceito de Nível de Pressão Sonora

Nível 1 – Recordar

A explicação inicia-se com a apresentação da evolução temporal da pressão de um sinal sonoro correspondente à repetição da conhecida frase de chamamento "Allô Dona Rosa" de um dos clássicos do cinema português, o que permite chamar a atenção dos alunos, por exemplo, para os valores mais altos da amplitude do sinal nas sílabas tónicas e os valores mais baixos nas sílabas átonas.

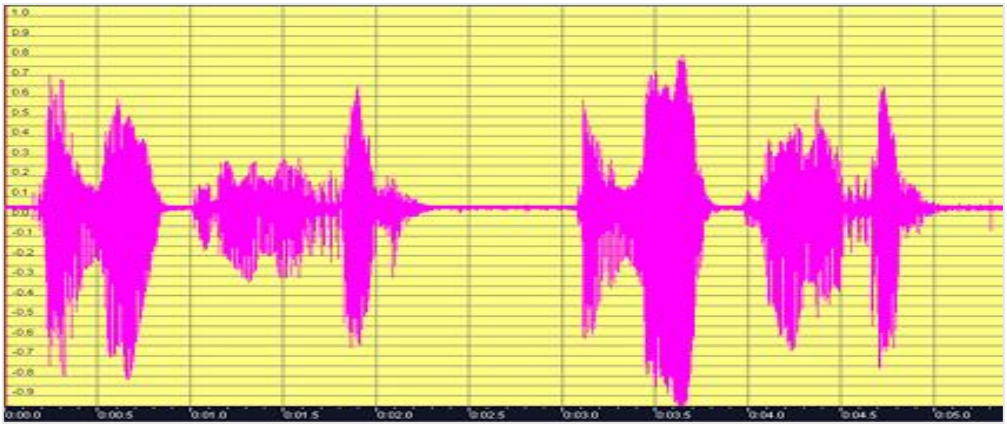


Figura 4 – Evolução temporal da pressão de um sinal sonoro da voz humana

Começa por se introduzir o conceito de Pressão Sonora, como o primeiro descriptor do nível de flutuação da pressão do ar em torno do seu valor médio, sendo usado para o efeito a grandeza estatística mais utilizada como medida de dispersão, o desvio-padrão, que, no caso de um sinal discreto obtido por amostragem após uma aquisição automáticas de dados, virá:

$$SP[Pa] = \sqrt{\frac{\sum (P_i - P_0)^2}{n}} \tag{1}$$

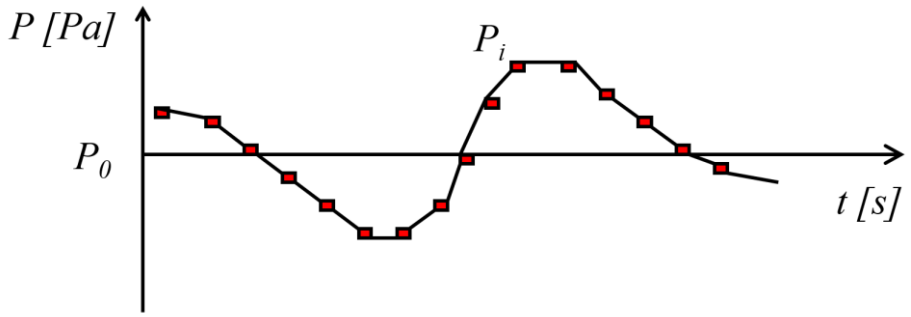


Figura 5 – Processo de amostragem de um sinal sonoro

Partindo da chamada de atenção sobre a enorme relação entre os valores máximo mínimo que a pressão sonora pode ter, da ordem de 10 milhões, e a pouca adequação de uma gama tão vasta de variação deste indicador relativamente à perceção sensorial humana do som, é aintroduzido o conceito de nível de pressão sonora (SPL, a partir da sua designação em língua inglesa).

$$SPL\ (dB) = 10 \log \left(\frac{SP}{SP_{ref}} \right)^2 = 20 \log \left(\frac{SP}{SP_{ref}} \right), \quad (2)$$

O valor medido da Pressão Sonora (SP) é dividido por um valor de referência (20 x 10^{-6} Pa) correspondente ao limiar de audição, o sinal sonoro mais fraco que uma pessoa saudável pode detectar, sendo a seguir calculada uma relação que indica o número de vezes que a SP real medida excede o valor de referência. Aplicando logaritmos decimais a esta relação, a enorme gama de amplitudes dos sinais acústicos detectados pelo sistema auditivo humano (entre 1 e 10^7) é fortemente reduzida para 1 a 7, permitindo a criação de um indicador sonoro muito mais adaptado à avaliação humana da magnitude dos sons (variando de 0 a 140 dB, uma vez multiplicado o logaritmo decimal calculado por 20).

Nível 2 – Compreender

Como primeiro passo para facilitar uma melhor compreesão do conceito de SPL, o docente utiliza uma ferramenta computacional que desenvolveu na linguagem de programação LabView que, utilizando a placa de som do computador, permite a aquisição dos sinais sonoros recebidos pelo microfone do mesmo.

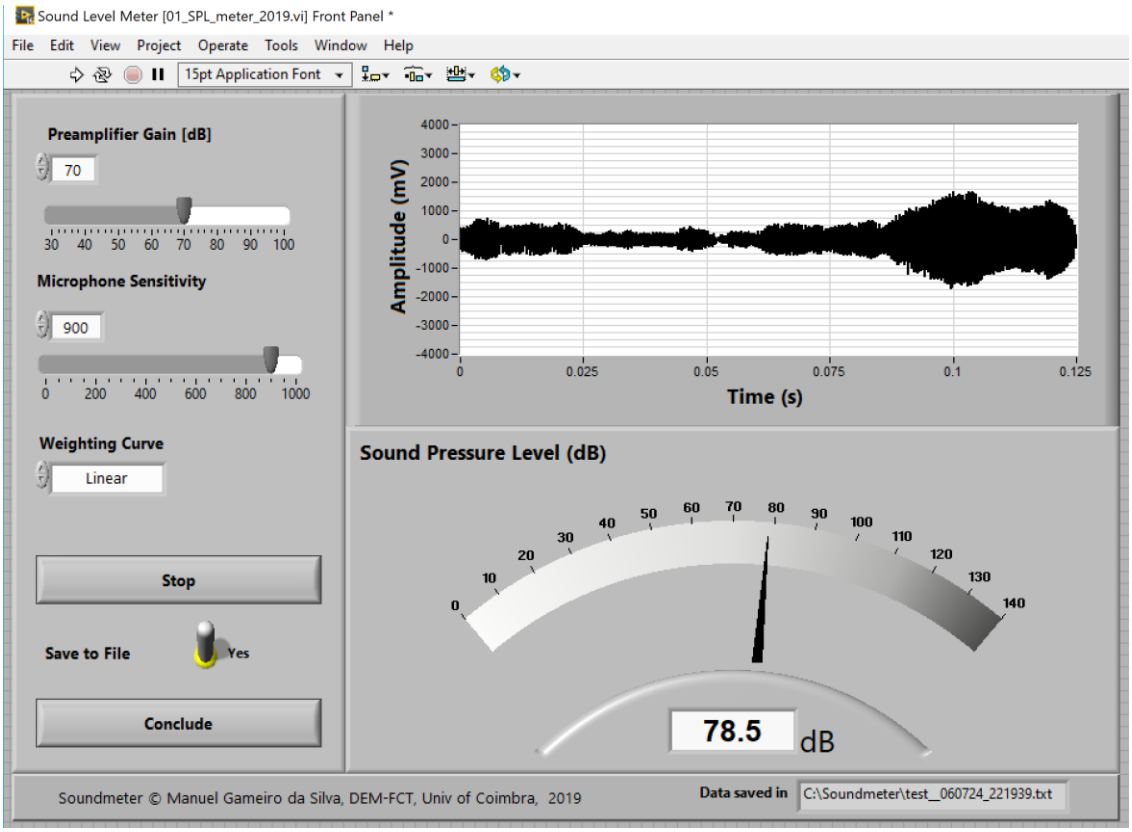


Figura 6 – Interface Gráfica da Ferramenta Informática que emula um Sonómetro Simples.

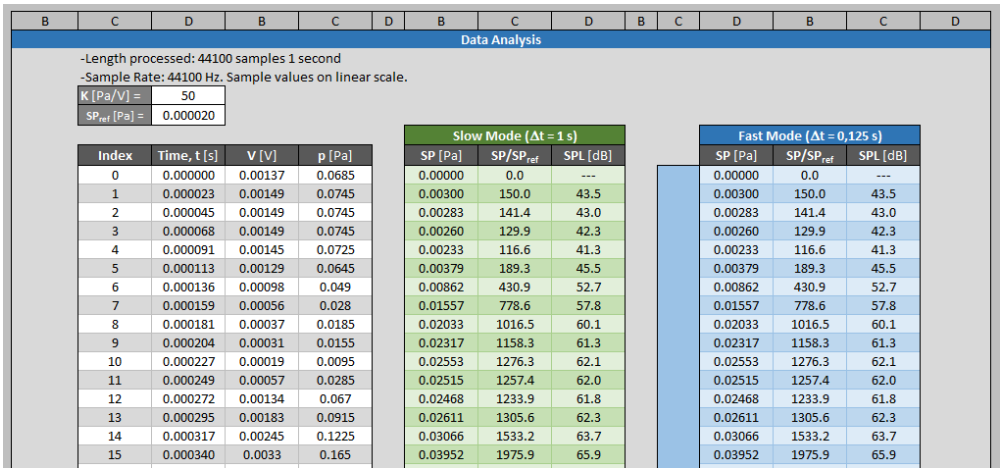
Na Figura 6 apresenta-se aa interface gráfica de comunicação com o utilizador desta ferramenta informática, que emula simultaneamente um osciloscópio, em que se pode visualizer a evolução temporal da pressão sonora, e um sonómetro com indicação digital e analógica dos valores medidos de SPL. A possibilidade de ouvir e simultaneamente ver, em tempo real e de forma dinâmica, a evolução temporal de um som, constando da visualização quer a pressão sonora, quer o valor do nível de pressão Sonora SPL, permite aos alunos uma melhor compreensão dos papéis dos dois indicadores e da relação entre eles.

Nível 3 – Aplicar

Seguidamente os alunos são desafiados a repetir o procedimento de cálculo que é realizado por um sonómetro numa folha de cálculo em Microsoft Excel de modo a obter os valores da pressão sonora SP e do nível de pressão SPL de um dado som.
O nível de pressão sonora (SPL) é calculado a partir do valor da pressão sonora de um sinal acústico (SP), correspondendo este último ao desvio padrão das flutuações da pressão atmosférica, calculado ao longo de um determinado intervalo de tempo. Dois intervalos de tempo diferentes são considerados para o cálculo dos valores de SP:

- 1 segundo, caso o sonómetro seja utilizado no modo Lento;
- 0.125 segundos, caso seja utilizado o modo Rápido

Um ficheiro denominado Sound_Signal_1_sec.xls, contendo a sequência temporal de um sinal sonoro adquirido com frequência de amostragem de 44100 Hz durante um intervalo de tempo de 1 segundo, é disponibilizado aos alunos, bem como um guia de orientação para lhes permitir a implementação do processo de cálculo em Microsoft Excel. É pedido aos alunos para fazer o cálculo descrito, representando também graficamente a evolução temporal dos valores de pressão durante o tempo de medição de 1 segundo.
A seguir, cálculos semelhantes devem ser realizados utilizando o mesmo ficheiro de dados, mas para o caso de um sonómetro configurado para trabalhar no modo Rápido. Neste caso, o cálculo do desvio padrão da flutuação de pressão é realizado em intervalos de 125 milissegundos, ou seja, em 1 segundo devem ser feitos oito cálculos do valor do SPL.
Deverão ser calculados os valores de SPL para os oito intervalos e representados os respetivos gráficos de evolução temporal. O nível de ruído equivalente após os oito intervalos deve ser calculado e comparado com o valor SPL calculado anteriormente para o sonómetro no modo SLOW.



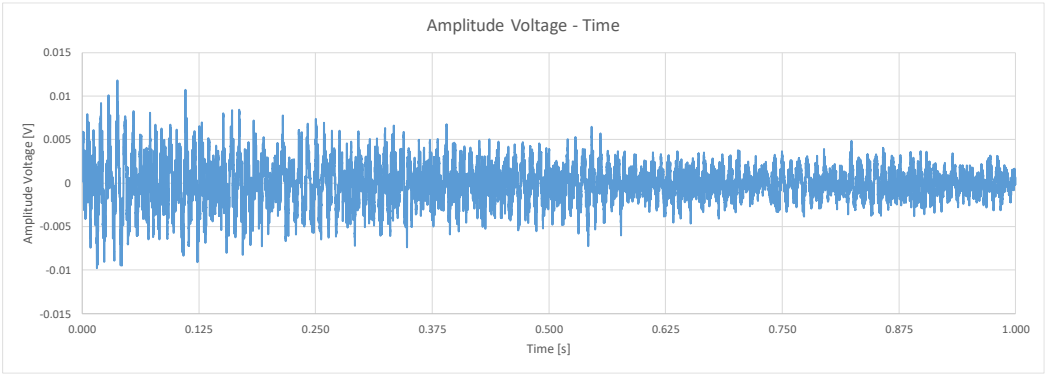
Data Analysis

-Length processed: 44100 samples 1 second
-Sample Rate: 44100 Hz. Sample values on linear scale.

K [Pa/V] =	50
SP_{ref} [Pa] =	0.000020

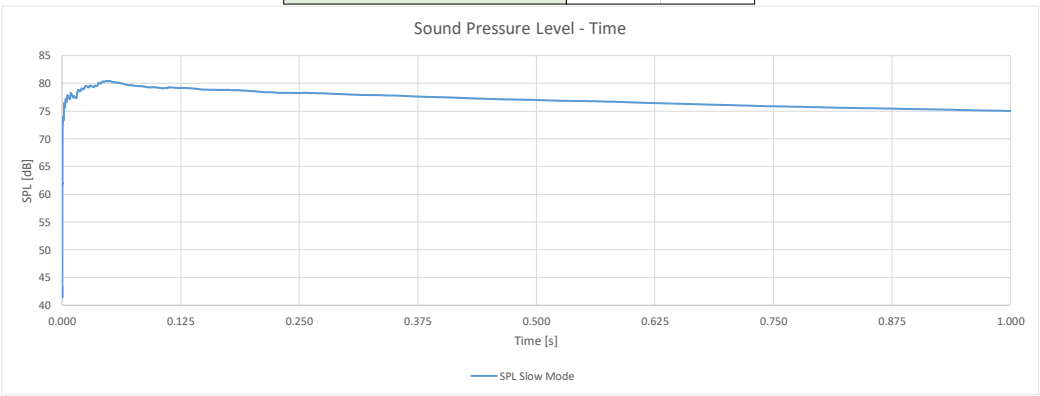
Index	Time, t [s]	V [V]	p [Pa]	Slow Mode (Δt = 1 s) SP [Pa]	Slow Mode (Δt = 1 s) SP/SP_{ref}	Slow Mode (Δt = 1 s) SPL [dB]	Fast Mode (Δt = 0,125 s) SP [Pa]	Fast Mode (Δt = 0,125 s) SP/SP_{ref}	Fast Mode (Δt = 0,125 s) SPL [dB]
0	0.000000	0.00137	0.0685	0.00000	0.0	---	0.00000	0.0	---
1	0.000023	0.00149	0.0745	0.00300	150.0	43.5	0.00300	150.0	43.5
2	0.000045	0.00149	0.0745	0.00283	141.4	43.0	0.00283	141.4	43.0
3	0.000068	0.00149	0.0745	0.00260	129.9	42.3	0.00260	129.9	42.3
4	0.000091	0.00145	0.0725	0.00233	116.6	41.3	0.00233	116.6	41.3
5	0.000113	0.00129	0.0645	0.00379	189.3	45.5	0.00379	189.3	45.5
6	0.000136	0.00098	0.049	0.00862	430.9	52.7	0.00862	430.9	52.7
7	0.000159	0.00056	0.028	0.01557	778.6	57.8	0.01557	778.6	57.8
8	0.000181	0.00037	0.0185	0.02033	1016.5	60.1	0.02033	1016.5	60.1
9	0.000204	0.00031	0.0155	0.02317	1158.3	61.3	0.02317	1158.3	61.3
10	0.000227	0.00019	0.0095	0.02553	1276.3	62.1	0.02553	1276.3	62.1
11	0.000249	0.00057	0.0285	0.02515	1257.4	62.0	0.02515	1257.4	62.0
12	0.000272	0.00134	0.067	0.02468	1233.9	61.8	0.02468	1233.9	61.8
13	0.000295	0.00183	0.0915	0.02611	1305.6	62.3	0.02611	1305.6	62.3
14	0.000317	0.00245	0.1225	0.03066	1533.2	63.7	0.03066	1533.2	63.7
15	0.000340	0.0033	0.165	0.03952	1975.9	65.9	0.03952	1975.9	65.9

Figura 7 – Extrato de folha de MS Excel com as colunas acrescentadas para o cálculo com o sonómetro em modos Lento e Rápido.

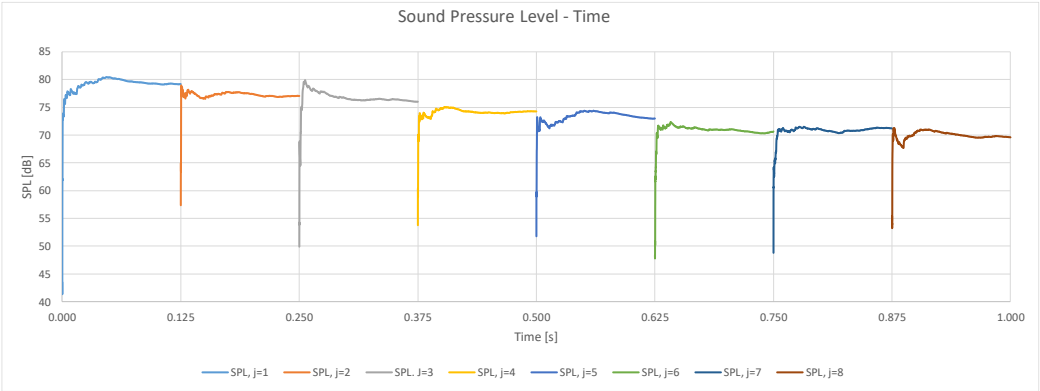


Slow Mode

Sound Pressure Level Value =	75.0	dB



Fast Mode



Index j	Time Interval Δt_j [s]	Sound Pressure Level Value SPL [dB]	10^(SPLi/10)	Leq1s
1	[0,000023 ; 0,124989]	79.2	82982135	75.0
2	[0,125011 ; 0,250000]	77.0	50642659	
3	[0,250023 ; 0,375011]	76.0	39922826	
4	[0,375034 ; 0,500023]	74.3	26661807	
5	[0,500045 ; 0,625034]	73.0	19834339	
6	[0,625057 ; 0,750045]	70.7	11617180	
7	[0,750068 ; 0,875057]	71.2	13167308	
8	[0,875079 ; 1,000000]	69.6	9097439	

Figura 8 – Representações gráficas do sinal sonoro e do cálculo de SPL em modos lento e rápido

A realização desta atividade de aplicação dos conhecimentos pelos alunos, tem um contributo significativo na progressão do processo cognitivo, porque ao terem que repetir o cálculo de um sonómetro adquirem uma noção mais completa da realidade física do processo de medição, no que diz respeito às taxas de aquisição de dados usadas na amostragem do sinal e à dimensão das amostras que têm que ser processadas, Ficam também a entender melhor o processamento matemático, uma vez que têm que implementar os algoritmos de cáculo.

Para concluir esta secção sobre o conceito de SPL, é importante referir que a ferramenta informática cuja interface gráfica se apresenta na Figura 6 tem potencial para ser explorada em outros níveis mais avançados do processo cognitivo, como sejam o níveis 3, 4 e 5, respetivamente definidos pelas formas verbais Aplicar, Analisar e Avaliar, dado que além da visualização do sinal sonoro e dos seus indicadores, também permite o registo da evolução temporal de SPL e a configuração das curvas de ponderação usadas no sonómetro. O processo de desenvolvimento da ferramenta é, em si, um bom exemplo de uma atividade que pode ser classificada, no nível mais elevado da taxonomia, correspondente à criação de um produto com utilização no âmbito da matéria cognitiva.

3.2 Conceito de Nível Sonoro Equivalente (Leq)

Nível 1 – Recordar

O nível sonoro equivalente, Leq, é introduzido como é uma medida utilizada para descrever o nível sonoro médio durante um período específico. Esta métrica é particularmente útil em estudos de acústica e ruído para representar níveis sonoros variados como um valor único e estável, tornando mais fácil avaliar e comparar a exposição ao ruído ao longo do tempo. É definido como o nível sonoro constante que, durante um determinado período, contém a mesma quantidade de energia acústica que os níveis sonoros variáveis durante o mesmo período. Matematicamente pode ser calculado a partir da seguinte fórmula, se for conhecida a evolução temporal de SPL ao longo do intervalo de tempo considerado.

$$L_{eq} = 10 \cdot \log \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{SPL_i}{10}} \tag{3}$$

Esta equação representa uma media energética do sinal sonoro ao longo do tempo. Cada valor do nível de pressão sonora começa por ser convertido para uma escalar linear, ao ser submetido a uma operação de exponenciação com base dez. A energia sonora desse período é somada com a de todos os outros períodos e é calculado o seu valor médio, dividindo pelo número de períodos em que foi calculado ovalor de SPL. Para concluir o processo de cálculo, o valor médio é novamente convertido para decibel, com a extração do logaritmo decimal e a multiplicação por 10.

Nível 2 – Compreender

O desafio é demonstrar através da utilização da ferramenta de aquisição de dados, apresentada na Figura 9, utilizando o microfone do computador e a placa de som, a dinâmica do cálculo do nível equivalente de ruído (Leq). Aproveita-se a ocasião para destacar o papel dos períodos de valores elevados do SPL e a resiliência do descritor Leq durante os períodos de silêncio, chamando a atenção para os erros de avaliação que podem ser cometidos com estratégias desadequados do sinal, caso os períodos de máximos não sejam amostrados.

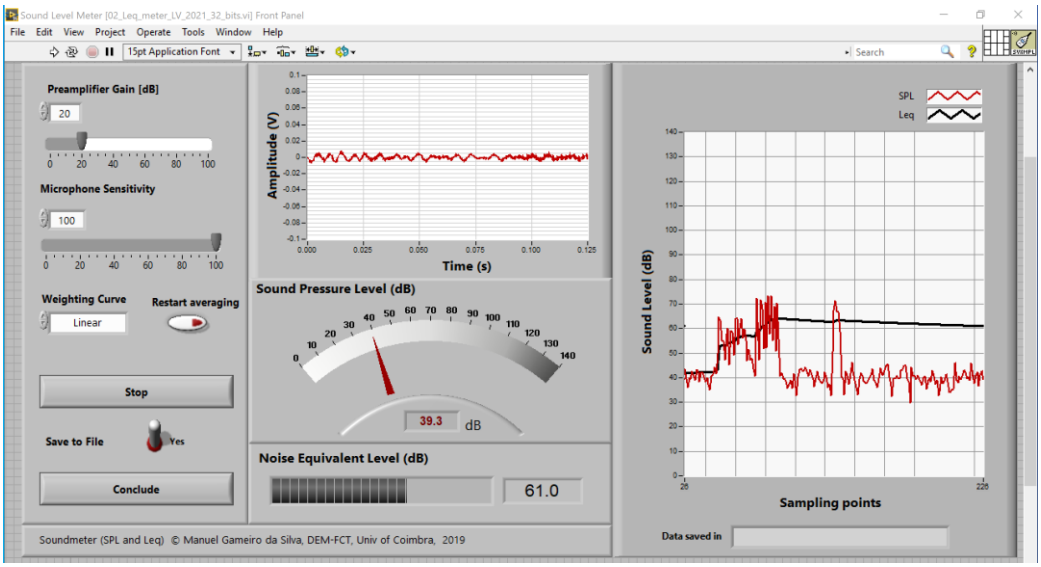


Figura 9 – Aplicação informática que emula o funcionamento de um sonómetro integrador

Níveis 3 e 4 – Aplicar e Analisar

Nesta atividade o desafio é consolidar o conhecimento de conceitos básicos de Acústica, nomeadamente sobre os indicadores de Nível Equivalente Sonoro Lday, Lnight, Levening e Lden, através da exploração do processamento de um ficheiro de monitorização contendo valores do nível equivalente de ruído L_{15min} ao longo de uma semana, junto a uma via rodoviária na cidade de Coimbra.
Os alunos recebem um ficheiro com a evolução temporal do sinal (ver Figura 10) e um guia com as orientações de processamento para o período noturno (representado graficamente na Figura 11), sendo-lhes pedido que realizem um processamento similar para os períodos diurno e do entardecer e que concluam o trabalho calculando o valor do descriptor Lden, para toda a semana.

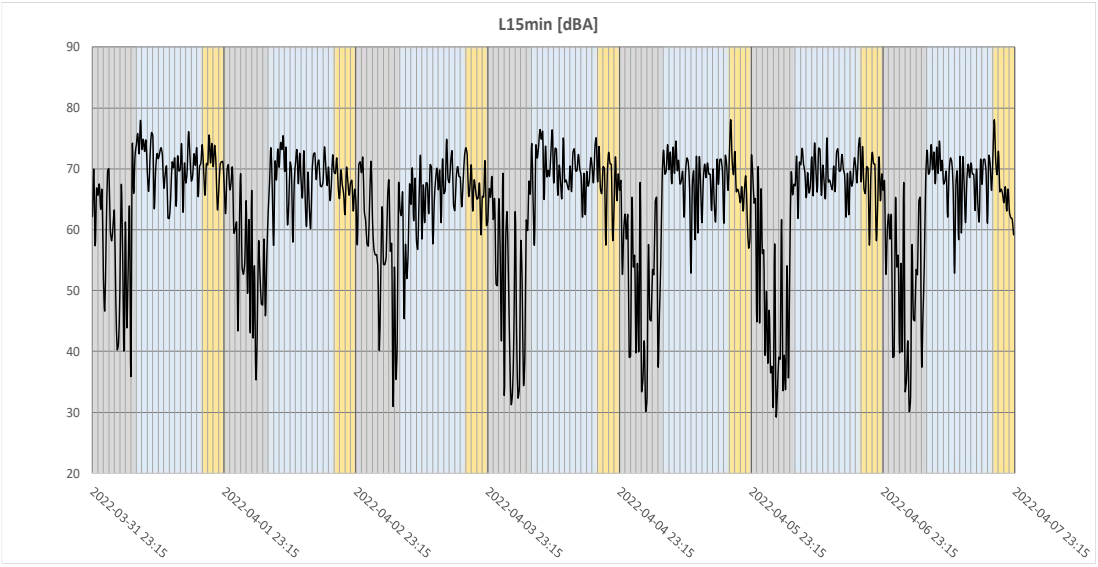
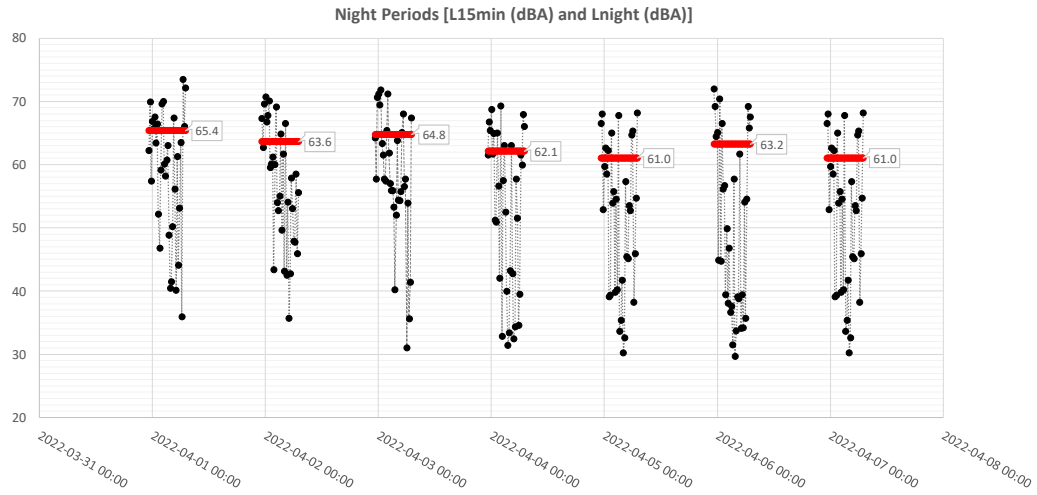


Figura 10 – Evolução temporal do L_{15min} ao longo de uma semana junto a uma via rodoviária de acesso à cidade de Coimbra



	L [dB (A)]	10^(L/10)	L7nights
Night1 =	65.4	3443341	
Night2 =	63.6	2299851	
Night3 =	64.8	2996826	
Night4 =	62.1	1625313	**63.3**
Night5 =	61.0	1266876	
Night6 =	63.2	2096336	
Night7 =	61.0	1266876	

Figura 11 – Representação gráfica do processo de processamento das evoluções temporais de L_{15min} ao longo de uma semana, para a determinação de L_{night}

4 Conclusões

Apresentaram-se alguns exemplos do esforço que está a ser desenvolvido para uma implementação efetiva dos conceitos da taxonomia de Bloom num módulo formativo sobre Acústica lecionado a alunos de uma disciplina universitária sobre Conforto Ambiental Interior. A recetividade dos alunos tem sido de muito bom nível, respondendo de uma forma ativa e empenhada aos vários desafios que lhe são colocados. É importante também referir que as diferentes atividades para além do seu papel no processo de ensino/aprendizagem são também incluídas no processo de avaliação da disciplina.
Devido à limitação do número de páginas, não foram apresentadas todas as ferramentas computacionais desenvolvidas, nomeadamente as que são usadas para a análise em frequência de sinais sonoros (em bandas de oitavam de terço de oitava e com cálculo de espectograma) e para a determinação de índices de perceção humana, como, por exemplo, os índices de articulação e de inteligibilidade.

Agradecimento

Este trabalho foi desenvolvido com o apoio do projeto Laeta LA/P/0079/2020, DOI: 10.54499/LA/P/0079/2020 (https://doi.org/10.54499/LA/P/0079/2020)

Referências

[1] Stuart A Battermann, António G. Martins, Carlos H. Antunes, Fausto Freire, Manuel Gameiro da Silva, "Development and Application of Competencies for Graduate Programs in Energy and Sustainability" *Journal of Professional Issues in Engineering Education and Practice* ASCE, January 2011

[2] M. C. Gameiro da Silva "Folhas de cálculo para determinação dos índices de conforto térmico PMV e PPD ", Proceedings of Climamed 2006, 20-21 November, Lyon, France

[3] M C Gameiro da Silva – Indoor Air Quality Simulation Tools, *Rehva Journal – European Journal of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Technology*, Volume 46, Issue 4, August 2009, pp 30-32

[4] M. C. Gameiro da Silva, "Virtual Laboratories for a Course about Indoor Environmental Quality", Special Issue of *International Journal on Emerging Technologies in Learning*, November 2009

[5] M. C. Gameiro da Silva, Mário L. O. S. Mateus "Desenvolvimento de um conjunto de aplicações computacionais para emolução de equipamentos de medição e análise sonora", *V Congresso Ibérico de Acústica, Accoustics European Symposium*, 20-22 October 2008, Coimbra, Portugal

[6] Luísa Dias Pereira, João Dias Carrilho, Nelson Silva Brito, Maria Rocheta Gomes, Mário Mateus, Behrang Chenari, Manuel Gameiro da Silva "Teaching and researching the indoor environment: from traditional experimental techniques towards web-enabled practices", *Sustainable Cities and Society* 26 (2016) 543–554 2016

[7] Manuel Gameiro da Silva, Luísa Dias Pereira, João A. Dias Carrilho, Joana Neto, Maria José Marcelino, Mário Mateus, Nelson Silva Brito, Sandra Pedrosa, "A Distance-learning Course on Indoor Environmental Comfort in Buildings", *International Journal of Interactive Mobile Technologies (iJIM) 11(5):118-129*

[8] Bloom, B.S. and Krathwohl, D. R. (1956) Taxonomy of Educational Objectives: The Classification of Educational Goals, by a committee of college and university examiners. Handbook I: Cognitive Domain. NY, NY: Longmans, Green

[9] Anderson, L. W. and David R. Krathwohl, D. R., et al (Eds..) (2001) A Taxonomy for Learning, Teaching, and Assessing: A Revision of Bloom's Taxonomy of Educational Objectives. Allyn & Bacon. Boston, MA (Pearson Education Group)

[10] Kim, Y. E, Doll, T. M., Migneco, R. , "Collaborative Online Activities for Acoustics Education and Psychoacoustic Data Collection" IEEE Transactions on Learning Technologies, Vol. 2, no. 3, July-September 2009

[11] A. Botari, J. C. Botari, C. d. R. Brito and M. M. Ciampi, "Educational Tools and Interventional Analysis of Meaningful Learning: Case Studies Applied to Teaching Acoustic Physics in the Discipline of Environmental Comfort," in *IEEE Revista Iberoamericana de Tecnologias del Aprendizaje*, vol. 17, no. 2, pp. 115-124, May 2022,

[12] Sharunova, A., Wang, Y. Kowalski, M., Qureshi, A.J, "Applying Bloom's taxonomy in transdisciplinary engineering design education*", International Journal of Technology and Design Education* (2022) 32:987–999

Indíce de Autores

Índice de Autores

NOME AUTOR	PAPER ID
A. Callejas	160
A. Díaz-Chyla	147
A. Gómez	160
A. Nery	93
A. Neves e Sousa	100
A. Perruca Santos	27
A. Ramos	59
A. Vizzini	123
A.J. Rodríguez-Rubio	172
Adrián Arándiga	52
Afonso Melo	117
Aires Colaço	59
Aires Colaço	83
Aires Colaço	159
Alba Eroles-Simó	44
Alberto Ibáñez Rodríguez	88
Alberto Ibáñez Rodríguez	89
Alberto Pinto	23
Aleix Alva	39
Alejandro Cebrecos	49
Alejandro Cebrecos	50
Alejandro Cebrecos	52
Alejandro Fernández-Garrido	10
Alexander Díaz-Chyla	129
Alicia Carrión	44
Alicia Giménez	91
Alicia Giménez	92
Alicia Giménez	113
Alicia Giménez Pérez	119
Álvaro Lloret Gaona	66
Álvaro Liébana	150
Álvaro Lloret	150
Amelia Romero Fernández	11
Amelia Romero-Fernández	94
Ana Ferreira	170
Ana M. Lacasta	39
Ana Maria Barreiros	152
Ana Ramos	159
Ana Vieira	60
Ana Vieira	62

Ana Vitorino 170
André Carvalho 117
Andreia Pereira 109
Andreia Pereira 110
Andreia Pereira 111
Andreia Pereira 120
Andreia Pereira 143
Andreia Pereira 183
Andrés Prieto 154
Andrés de la Cruz Muñoz 106
Andrés Lozano 31
Anna Gaspar 183
Antonio Callejas 96
António Couto Pinto 46
António E. B. Costa 7
António P. O. Carvalho 7
Antonio Pedrero 137
Antonio Pedrero 140
Antonio Pedrero 147
Arkadii Krokhin 61
Arnau Clot 73
Artur Ferreira 175
Aurelio Martin Castro 96
B. Van Damme 120
Belén Casla Herguedas 11
Bernardo Tutikian 4
C. Galán 93
Carles Gallardo 150
Carles Gallardo Llopis 66
Carlos Abellán 113
Carlos Abellán 119
Carlos Castorena 142
Carlos F. Ferreira 82
Carlos Jiménez-Martínez 34
Carlos-Alberto Quiroz-Rangel 71
Carmelo Villa Prado 38
Carmen Durán Gómez 89
Carmen Rosas Pérez 179
Cedric Maury 55
Cedric Maury 57
Clara Cardoso 174
Claudia Sanz 60
Claudia Sanz 62
Cristina Leão 117
Cristina Marescotti 181
D. Caballol 147

D. G. Andrade 180
Daniel de la Prida 22
Daniel de la Prida 81
Daniel de la Prida 129
Daniel de la Prida 134
Daniel de la Prida 137
Daniel de la Prida 140
Daniel de la Prida 147
Daniel Mazzoni 55
Daniel Mazzoni 57
Daniela D. Maio 53
Dário Machado 153
David Ortega Patón 112
David Ramirez-Solana 171
David Serrada-Sotil 134
Débora Vas 17
Denilson Ramos 182
Denilson Ramos 183
Diana Andrés 44
Dídac Diego-Tortosa 71
Diogo Alarcão 46
Diogo Mateus 109
Diogo Mateus 110
Diogo Mateus 143
Diogo Mateus 183
E. Belda Perez 123
E. Blanco Martín 27
Eduard Puig Solé 6
Elena Abdo-Sánchez 10
Elena de los Reyes 23
Elisabete F. Freitas 84
Elisabete F. Freitas 153
Emanuel Sousa 153
Emilio Mateu Escribano 85
Enrique González-Mateo 77
Enrique Nava 31
Enrique Ramis Claver 136
Enrique-Gonzalo Segovia-Eulogio 135
Enrique-Gonzalo Segovia-Eulogio 136
Enrique-Gonzalo Segovia-Eulogio 161
Ernesto Juliá Sanchis 156
Ernesto Juliá Sanchis 158
Eugenia San Segundo 18
Eugenia San Segundo 9
Eusébio Z. E. Conceição 107
Eusébio Z. E. Conceição 108

F. Olivieri 40
F. Pompoli 182
F. Schiappa 78
F. Schiappa 79
F. Schiappa 80
Fawad Ali 55
Fernando G. Branco 83
Filipe S. R. P. Cunha 144
Francesc Daumal i Domènech 58
Francesc Daumal i Domènech 121
Francesc J. Ferri 142
Francesco Pompoli 181
Francisco Camarena 44
Francisco Camarena 49
Francisco Camarena 52
Francisco Camarena 77
Francisco Fernández-Zacarías 15
Francisco José García Piñeiro 62
Francisco Mendonça 46
Frederico Pereira 153
Gabriela Marramaque 46
Gil Castro 175
Gonzalo Muñoz Arroyo 106
Guilherme Covas 117
Guillermo Rus 96
Guillermo Rus 160
Hamid Masoumi 29
Hannah S. F. Mocarzel 7
Helder Simões 170
Helena Machado 152
Hirad Shamimi 96
Hugo Silva 162
Ignacio Moreno-Torres 31
Ignacio Soto-Molina 42
Ilaria Dicarlantonio 181
Iñigo Arana Goenaga 29
Iñigo Arana Goenaga 37
Irene Pi-Martín 50
Isaac Montava Belda 156
Isaac Montava Belda 158
Isabel Cardoso 174
Isabel Cardoso 175
Isabel Cardoso 176
Isabel Pérez Arjona 66
Isabel Pérez-Arjona 123
Isabel Pérez-Arjona 150

Itziar González 23
J. António 3
J. D. Pastor Sar 161
J. J. Gómez Alfageme 27
J. R. Correia 100
J. Sena-Cruz 100
J. Torres 160
J. V. Sánchez-Pérez 127
J.M. Bravo Plana-Sala 127
Jaime Galiana Nieves 171
Jaime Galiana-Nieves 149
Jaime Ramis Soriano 123
Jaime Ramis Soriano 130
Jaime Ramis Soriano 135
Jaime Ramis Soriano 136
Jaime Ramis Soriano 161
Jan-Philipp Weiss 112
Jaume Segura 119
Jaume Segura-Garcia 91
Jaume Segura-Garcia 92
Jaume Segura-Garcia 113
Javier A. Navarro-Calvo 52
Javier Barrera 25
Javier Redondo 149
Javier Redondo 171
Jerónimo Vida Manzano 58
Jesús Alba Fernández 34
Jesús Alba Fernández 48
Jesús Carbajo San Martín 130
Jesús Carbajo San Martín 135
Jesús Carbajo San Martín 136
Jesús Carbajo San Martín 161
Jesús Carbajo San Martín 91
Jesús López-Ballester 92
Jesús López-Ballester 142
João M. M. Gomes 107
João M. M. Gomes 108
João Lázaro 59
João Lázaro 159
João Lázaro 174
João Lázaro 177
João M. G. S. Oliveira 144
João M. G. S. Oliveira 145
João Paulo Figueiredo 170
João Paulo Soares 145
Joaquín Lasierra 29

Joel Faria da Silva 163
Joel Preto Paulo 162
Johana Burbano 6
Jonathan Delgado 18
Jorge Cascales 60
Jorge Cascales 62
Jorge Fradique 163
Jorge Gabriel Segura Alcaraz 156
Jorge Ortigoso Narro 81
Jorge Patrício 4
Jorge Patrício 41
Jorge Preto 117
Jorge Segura Alcaraz 158
José A. Belloch 22
José A. Pineda-Pardo 44
José Alberto Trujillo Gallego 94
José Barbosa 21
José J. López 28
José Javier López 92
José Javier López Monfort 91
José L. Alonso-Ramos 44
José L. Alonso-Ramos 49
José L. Alonso-Ramos 52
José Luis Martín 96
Jose Luis Cueto 157
José Luis Cueto Ancela 106
Jose M. Bravo 34
Jose María Gadea Borrell 156
José María Gadea Borrell 158
José Martinez Iranzo 130
José Neto 153
José Sánchez-Dehesa 35
José Sánchez-Dehesa 61
Joselina Hernandez 181
Josep Rodríguez-Sendra 49
Juaco Grijota 157
Juan Carlos Rodríguez 34
Juan Carlos Rodríguez Vercher 48
Juan J. García-Garrigós 50
Juan J. García-Garrigós 52
Juan J. Rodríguez-García 44
Juan José Rodríguez-García 49
Juan Manuel Díaz 24
Juan Manuel Díaz 25
Juan Pedro Bolívar Raya 38
Karan Manoj 66

Kim Serrat González 15
L. Fernandes 84
L. Onrubia-Fontangordo 127
L. Ruíz García 40
L. Simões da Silva 180
L. Zurfluh 160
Laura Ibanez 65
Laura Simón 17
Laurent Galbrun 179
Leon Bucaretchi 138
Lucas Banchero Martínez 28
Luciana Oliveira 111
Luis A. Azpicueta-Ruiz 81
Luis A. Azpicueta-Ruiz 140
Luis Carrero 137
Luís Conde Santos 117
Luis Díez 23
Luis Elvira Segura 88
Luis Elvira Segura 89
Luis Godinho 100
Luis Godinho 111
Luis Godinho 120
Luis Godinho 146
Luís Godinho 83
Luís Godinho 143
Luís Godinho 180
Luís Godinho 182
Luís Godinho 183
Luís Pereira 83
Luís Ventura 178
M. A. Navacerrada 40
M. A. Navacerrada 147
M. Braga 84
M. D. Redel-Macías 93
M. Garrido 100
M. Jover Cerda 123
M. Mauro 123
M. Oliveira 3
M. Proença 100
M. Ramos 84
M. Rato 84
M. Ribera 120
M. Vazzana 123
Mª Inês L. Conceição 107
Mª Inês L. Conceição 108
Mª Manuela J. R. Lúcio 107

Mª Manuela J. R. Lúcio 108
Manuel Gameiro da Silva 21
Manuel Gameiro da Silva 168
Manuel Matos 152
Manuel Matos 162
Marco A. Toledo 34
Marco Raiola 81
Margarida L. I. Conceição 107
Margarida L. I. Conceição 108
María Ángeles Navacerrada 137
Maria C. Costa 82
María Campo-Valera 10
María Cristina Quintero 24
María I. Aguilar 164
María Larrosa-Navarro 134
Mariana Alves Pereira 170
Marina Rodrigues 37
Mario Gómez 60
Mario Gómez 62
Mário Mateus 21
Mário Mateus 168
Mark Gibson 9
Marta Valle 22
Martin A. Ibarias 61
Martin Alfonso Ibarias 35
Martin Eser 154
Mary E. Stewart 179
Maximo Cobos 91
Maximo Cobos 92
Maximo Cobos 142
Mercedes Ramírez Salado 32
Michael Österreicher 65
Michael Österreicher 165
Michael Vorländer 14
Miguel Ardid 71
Miguel Arana 30
Miguel Arana 70
Miguel Ausejo 17
Miguel Ausejo Prieto 42
Miguel Ausejo Prieto 58
Miguel Cuadrado 60
Miguel Cuadrado 62
Miguel Molina-Moreno 140
Mikel Amatriain Ormazabal 64
Mónica Tomás 157
Montserrat Parrilla Romero 88

Montserrat Parrilla Romero 89
Muriel Amielh 55
Muriel Amielh 57
Naeem Ullah 135
Nélson Azevedo Barros 170
Nelson Silva 162
Neus Pérez Gimeno 106
Noé Jiménez 44
Noé Jiménez 49
Noé Jiménez 50
Noé Jiménez 77
Nuno Gama 175
Núria Capdevila Montsech 6
Óscar Martínez Graullera 88
Óscar Martínez Graullera 89
Óscar Tavares 170
Osvaldo Gomes 143
P. Ayyobi 180
P. Giner 123
P. Mareze 182
P. Santos 100
P. Valério 78
Pablo Giner Tarazona 66
Pablo Gutiérrez-Parera 22
Pablo Vaquera 24
Pablo Vaquera 25
Patricia Ordóñez 150
Paulo Soares 146
Paulo Amado Mendes 111
Paulo Amado Mendes 120
Paulo Amado Mendes 182
Paulo Amado Mendes 183
Paulo da Venda Oliveira 83
Paulo J. S. Gil 145
Paulo Pinto 29
Paulo Pinto 37
Paulo Soares 174
Paulo Soares 177
Pedro Alves Costa 59
Pedro Alves Costa 83
Pedro Alves Costa 146
Pedro Alves Costa 159
Pedro Pinto 174
Pedro Pinto 175
Pedro Pinto 176
Pedro Poveda Martinez 130

Pedro Poveda Martinez 135
Pedro Poveda Martinez 136
Pedro Poveda Martinez 161
Pedro Santos 178
R. Domingues 84
R. Mayor González 172
R. Moreno 93
R. Zamora 93
Rafael Asorey-Cacheda 10
Rafael Sánchez Sánchez 38
Raul Almeida 153
Ricardo Gey 157
Ricardo Hernández-Molina 15
Ricardo Moreno 81
Ricardo Ruiz-Villaverde 96
Ricardo San Martín 30
Ricardo San Martín 70
Robert Arcos 73
Robert Arcos 146
Roberto San Millán-Castillo 94
Rocío Pérez Vargas 75
Rocío Pérez Vargas 87
Rodrigo Z. Chiusoli 144
Romina del Rey Tormos 34
Romina del Rey Tormos 48
Rosa M. Cibrián 91
Rosa M. Cibrián 92
Rosa M. Cibrián 113
Rosa M. Cibrián 119
Rosa María Arce Ruiz 42
Rubén Eguinoa 30
Rubén Eguinoa 70
Rubén García 17
Rubén Picó 10
Rubén Picó 112
Rubén Picó 149
Rubén Picó 171
Rui Calejo Rodrigues 53
Rui Calejo Rodrigues 54
Rui Ribeiro 174
Rui Ribeiro 175
Rui Ribeiro 176
Rui Ribeiro 177
Rui Ribeiro 178
Ruth M. Rojas 17
Salvador Cerdá 113

Salvador Cerdá 119
Santiago Jiménez 73
Sara Recondo 154
Sarah R. Payne 179
Sergio Beristain 12
Sergio Beristain 13
Sergio Castiñeira-Ibáñez 127
Sergio Herguedas Campesino 58
Sérgio Klippel Filho 4
Sónia Monteiro Antunes 41
T. Schiappa 78
Telmo L. Pereira 54
Teresa Bravo 55
Teresa Bravo 57
Teresa Carrascal García 11
Tiago Brilhante 174
Tiago Brilhante 175
Tiago Brilhante 176
V. Arizza 123
V. Oquendo-Di Cosola 40
V. Sánchez-Morcillo 149
Valentín Martín Fanjul 121
Vânia Freitas 175
Vasco Vasconcelos 168
Vicente Cutanda Henríquez 35
Víctor Espinosa Rosello 66
Victor Espinosa 123
Victor Espinosa 150
Víctor M. Rodríguez Montaño 87
Vincent Debut 138