



Rivista  
Italiana di  
Acustica

*Semestrale di diffusione scientifica e tecnica*

*v. 50, n. 1/2026*

*gennaio-giugno*

**FrancoAngeli** 

**Direttore responsabile (Editor in Chief)**

Eleonora Carletti  
Istituto di Scienze e Tecnologie per l'Energia  
e la Mobilità Sostenibili (STEMS)  
Consiglio Nazionale delle Ricerche  
Sede di Ferrara, Via Canal Bianco, 28, 44124 Ferrara  
e-mail: eleonora.carletti@stems.cnr.it

**Responsabile di redazione (Editorial Manager)**

Francesco Pompoli  
Dipartimento di Ingegneria  
Università degli Studi di Ferrara  
Via Saragat, 1, 44121 Ferrara  
e-mail: francesco.pompoli@unife.it

**Vice-responsabile di redazione (Deputy Editorial Manager)**

Louena Shtrepi  
Department of Energy, DENERG  
Politecnico di Torino  
Corso Duca degli Abruzzi, 24, 10129 Torino  
e-mail: louena.shtrepi@polito.it

**Comitato di redazione (Editorial Committee)**

Francesco Aletta, f.aletta@ucl.ac.uk  
(University College London, United Kingdom)  
Umberto Berardi, uberardi@ryerson.ca  
(Toronto Metropolitan University, Canada)  
Davide Borelli, davide.borelli@unige.it  
(Università di Genova, Italia)  
Ulf Carlsson, ulfc@kth.se  
(KTH Royal Institute of Technology, Sweden)  
Luis Cueto, joseluis.cueto@uca.es  
(Universidad de Cadiz, Spain)  
Papatya Nur Dokmeci Yorukoglu, papatya@cankaya.edu.tr  
(Çankaya University, Turkey)  
Gianpiero Evola, gianpiero.evola@unict.it  
(Università di Catania, Italia)  
Christ Glorieux, christ.glorieux@kuleuven.be  
(KU Leuven, Belgium)  
Claudia Guattari, claudia.guattari@uniroma3.it  
(Università Roma Tre, Italia)  
Zühre Sü Gül, zuhre.su@tedu.edu.tr  
(TED University, Turkey)  
Kirill Horoshenkov, k.horoshenkov@sheffield.ac.uk  
(University of Sheffield, United Kingdom)  
Kristian Jambrošić, kristian.jambrosic@fer.hr  
(University of Zagreb, Croatia)  
Cheol-Ho Jeong, chje@dtu.dk  
(Technical University of Denmark, Denmark)

Gaetano Licitra, tanosergio0@gmail.com  
(Consiglio Nazionale delle Ricerche IPCF, Italia)  
Costantino Carlo Mastino, mastino@unica.it  
(Università di Cagliari, Italia)  
Edoardo Piana, edoardo.piana@unibs.it  
(Università di Brescia, Italia)  
Francesco Pompoli, francesco.pompoli@unife.it  
(Università di Ferrara, Italia)  
Chiara Rubino, chiara.rubino@poliba.it  
(Politecnico di Bari, Italia)  
Monika Rychtarikova, monika.rychtarikova@kuleuven.be  
(KU Leuven, Belgium)  
Louena Shtrepi, louena.shtrepi@polito.it  
(Politecnico di Torino, Italia)  
Simone Torresin, simone.torresin@unitn.it  
(Università di Trento, Italia)  
Konstantinos E. Vogiatzis, kvogiatz@civ.uth.gr  
(University of Thessaly, Greece)  
Jeremie Voix, jeremie.voix@etsmtl.ca  
(École de Technologie Supérieure, Montreal, Canada)

**Contatto e-mail della RIA**

ria@acustica-aia.it

La rivista utilizza una procedura di referaggio doppiamente cieco (double blind peer review process) in cui i revisori sono scelti in base alla specifica competenza e usa anche la procedura degli articoli su invito.

*The journal uses a double blind peer review process in which reviewers are chosen on the basis of specific expertise.*

*The journal also uses the invited paper procedure.*



Il presente volume è pubblicato in open access, ossia il file dell'intero lavoro è liberamente scaricabile dalla piattaforma **FrancoAngeli Open Access** (<http://bit.ly/francoangeli-oa>).

**FrancoAngeli Open Access** è la piattaforma per pubblicare articoli e monografie, rispettando gli standard etici e qualitativi e la messa a disposizione dei contenuti ad accesso aperto. Oltre a garantire il deposito nei maggiori archivi e repository internazionali OA, la sua integrazione con tutto il ricco catalogo di riviste e collane FrancoAngeli ne massimizza la visibilità e favorisce la facilità di ricerca per l'utente e la possibilità di impatto per l'autore.

Per saperne di più:

[http://www.francoangeli.it/come\\_pubblicare/pubblicare\\_19.asp](http://www.francoangeli.it/come_pubblicare/pubblicare_19.asp)

I lettori che desiderano informarsi sui libri e le riviste da noi pubblicati possono consultare il nostro sito Internet: [www.francoangeli.it](http://www.francoangeli.it) e iscriversi nella home page al servizio "Informatemi" per ricevere via e-mail le segnalazioni delle novità.



Rivista  
Italiana di  
Acustica

*Semestrale di diffusione scientifica e tecnica*

*v. 50, n. 1/2026*

*gennaio-giugno*

**FrancoAngeli** 

ISSNe 2385-2615

Autorizzazione n. 17488/1978 del Tribunale di Roma –  
Direttore responsabile: Eleonora Carletti – Semestrale  
Poste Italiane Spa – Sped. in abb. post. – D.L. 353/2003  
(conv. in L. 27/02/2004 n. 46) art. 1, comma 1, DCB Milano  
Copyright © 2026 by FrancoAngeli Srl, Milano.

Pubblicato con licenza Creative Commons Attribuzione -  
Non commerciale - Non opere derivate 4.0 Internazionale  
(CC BY-NC-ND 4.0).

Sono riservati i diritti per Text and Data Mining (TDM),  
AI training e tutte le tecnologie simili.

L'opera, comprese tutte le sue parti, è tutelata dalla legge  
sul diritto d'autore.

L'Utente nel momento in cui effettua il download dell'opera  
accetta tutte le condizioni della licenza d'uso dell'opera previste  
e comunicate sul sito

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.it>.

I link attivi e gli eventuali QR code inseriti nel volume sono forniti  
dall'autore. L'editore non si assume alcuna responsabilità su link e QR  
code ivi contenuti che rimandano a siti non appartenenti a FrancoAngeli.

Amministrazione - Distribuzione:  
FrancoAngeli Srl, Viale Monza 106, 20127 Milano.  
Tel. +39.02.2837141, e-mail: [riviste@francoangeli.it](mailto:riviste@francoangeli.it).

v. 50, I semestre 2026

# Indice

## Editoriale/Editorial

- 7 **Prospettive future: verso la ricerca dei giovani**  
Francesco Pompoli, Louena Shtrepi

## Articoli scientifici/Scientific papers

- 9 **The acoustical design and modelling of a subwavelength hexagonal acoustic metamaterial for multipurpose use and potential building applications**  
Denilson Ramos, Francesco Pompoli, Luís Godinho, Paulo Amado-Mendes, Paulo Mareze
- 23 **Barriera acustica a Cristalli Sonici a doppio regime basata su dispersori asimmetrici multirisonanti**  
David Ramírez-Solana, Agostino Marcello Mangini, Javier Redondo, Maria Pia Fanti
- 33 **Impatto degli stressori ambientali su cognizione e percezione del paesaggio sonoro: un'analisi preliminare delle differenze legate all'età**  
Matteo Pellegatti, Chiara Visentin, Simone Torresin, Francesco Babich, Nicola Prodi
- 45 **Preliminary analysis of an *in-situ* measurement system for normal-incidence absorption coefficient using a microphone array**  
Paolo Bonfiglio, Daniele Ponteggia, Andrea Farnetani
- 55 **Analisi sperimentale della qualità acustica e del rumore impiantistico in due aule universitarie**  
Rachele Mondello, Gianpiero Evola
- 65 **Comparing soundscape perception in-field and in laboratory: a two-site study in Turin, Italy**  
Lorenzo Dell'Anna, Louena Shtrepi

## Note tecniche/Technical notes

- 73 **Cabin noise reduction: an integrated approach for agricultural tractors**  
Marco Polastri, Stefano Mischiari, Paolo Bonfiglio
- 85 **Requisiti acustici secondo DPCM 05/12/97 e confronto con classificazione acustica secondo UNI 11367: il caso studio di un edificio terziario**  
Stefano Bergero, Alessandro Cavalletti, Anna Chiari

## Vita dell'associazione/Life of the association

- 97 **Resoconto del convegno "IL SUONO DELLE IDEE, tributo al Prof. Ing. Angelo Farina"**  
Patrizio Fausti

101 **Resoconto del convegno “Trent’anni della Legge Quadro sull’inquinamento acustico: bilancio e prospettive”**

Patrizio Fausti, Giovanni Brambilla, Andrea Cerniglia, Andrea Tombolato

**Progetti di ricerca in acustica/Acoustics research projects**

105 **Effetti non uditivi dell'esposizione al rumore e controllo del rischio di infortuni correlati: obiettivi del progetto  
BRiC Inail 2024 ID-7**

Arianna Astolfi, Francesco Asdrubali, Sergio Luzzi, Nicola Mucci, Pietro Nataletti, Federica Piras, Federico Rossi, Simone Secchi

# Prospettive future: verso la ricerca dei giovani

Francesco Pompoli\*, Louena Shtrepi\*\*

Questo numero della Rivista Italiana di Acustica si apre con due articoli scientifici di due ricercatori PhD che hanno conseguito il titolo nel 2025 e sono stati premiati *ex aequo* con il premio AIA intitolato a Gino Sacerdote. Entrambe le ricerche hanno riguardato lo studio di metamateriali, in un caso (Denilson Ramos) per soluzioni ventilate con risonatori multi-frequenza per applicazioni edili, nel secondo caso (Ramirez-Solana) per cristalli sonici con risonatori di Helmholtz per barriere acustiche anti-rumore; interessante notare che entrambe le ricerche nascono da collaborazioni tra università italiane (Università degli Studi di Ferrara e Politecnico di Bari) e straniere (Università di Coimbra e Università Politecnica di Valencia), segno della progressiva internazionalizzazione della ricerca nel nostro paese e della nostra Associazione.

Parallelamente allo sviluppo di materiali innovativi e avanzati, anche le sfide di caratterizzazione delle proprietà acustiche al di fuori dei laboratori risultano stimolanti per lo sviluppo di nuovi metodi; ne è un esempio l'articolo di Bonfiglio *et al.* che propone un metodo affidabile e praticabile *in-situ* per la caratterizzazione acustica dei materiali fonoassorbenti, basato su un array di microfoni a basso costo per misurare il coefficiente di assorbimento a incidenza normale. Le validazioni numeriche e sperimentali mostrano una buona concordanza con i metodi normati, confermando il potenziale del metodo per procedure di misure di rapida esecuzione in ambienti reali.

Tra gli Articoli Scientifici figurano altri tre contributi che condividono un approccio sperimentale volto alla valutazione della qualità dell'ambiente costruito per l'apprendimento e l'esperienza percettiva. Gli studi combinano misure oggettive e valutazioni soggettive, applicando metodologie rigorose e riproducibili in contesti reali e laboratoriali.

Nel complesso, emerge il ruolo centrale dei fattori ambientali e contestuali nel condizionare le prestazioni, la percezione e il comfort degli utenti.

In particolare, Pellegatti *et al.* analizzano l'impatto degli stressori ambientali su cognizione e percezione del paesaggio sonoro, partendo dall'esigenza di garantire ambienti scolastici confortevoli e ponendosi l'obiettivo di analizzare l'effetto combinato di acustica e qualità dell'aria sull'apprendimento. Mondello *et al.* nel loro articolo analizzano la qualità acustica e del rumore impiantistico in due aule universitarie, presentando uno studio sperimentale con l'obiettivo di valutare la qualità

acustica di due aule universitarie simili per volume ma diverse per layout e materiali fonoassorbenti secondo la UNI EN ISO 11532-2:2020. I risultati evidenziano l'importanza della regolazione e gestione degli impianti che possono risultare rumorosi e compromettere la percezione acustica nonostante un buon tempo di riverberazione.

Lo studio di ulteriori esperienze percettive prosegue in Dell'Anna *et al.* con l'obiettivo di valutare la validità ecologica e l'equivalenza percettiva di sistemi immersivi audiovisivi ad alta fedeltà per la riproduzione del soundscape; lo studio riporta un confronto della percezione del soundscape in campo e in ambiente controllato laboratoriale utilizzando un sistema Ambisonics di terzo ordine e video a 360° in realtà virtuale in due siti urbani di Torino, mostrando lievi variazioni tra le due condizioni influenzate da fattori contestuali e psicologici.

La sezione relative alle Note Tecniche comprende uno studio di riduzione del rumore nella cabina di un trattore agricolo (Polastri *et al.*) ed un caso studio relativo ai requisiti acustici passivi e alla classificazione acustica di un edificio adibito ad uffici (Bergero *et al.*).

La sezione della Vita dell'Associazione comprende due resoconti di eventi AIA tenutisi in primavera, mentre quella dei Progetti di Ricerca in Acustica una descrizione del progetto BRiC Inail 2024 ID-7 riguardante gli effetti non uditivi dell'esposizione al rumore e controllo del rischio di infortuni correlati.

Infine, si sottolinea come un buon numero di contributi scientifici sono sottomessi da giovani ricercatori PhD. Il coinvolgimento dei giovani nelle ricerche in acustica è un aspetto prioritario dell'Associazione Italiana di Acustica (AIA) che svolge un ruolo centrale nel promuovere la partecipazione di studenti, dottorandi e giovani ricercatori alle attività scientifiche. Tra le attività concrete che vedono protagonisti i giovani sono i convegni, le scuole tematiche e i gruppi di lavoro che favoriscono la creazione di una rete più ampia e collaborativa, la formazione avanzata e lo scambio interdisciplinare. Come in questo numero, particolare attenzione è dedicata alla valorizzazione dei contributi scientifici dei giovani, anche tramite premi e sessioni dedicate. Questo approccio contribuisce a rafforzare l'innovazione nella comunità acustica italiana.

Il comitato di Redazione della Rivista Italiana di Acustica coglie l'occasione per invitare i lettori a contribuire con le loro ricerche innovative e originali sulla nostra Rivista!

Buona lettura!

\* Responsabile di Redazione della Rivista Italiana di Acustica

\*\* Vice-responsabile di Redazione della Rivista Italiana di Acustica

DOI: 10.3280/ria2026oa22904





# The acoustical design and modelling of a subwavelength hexagonal acoustic metamaterial for multipurpose use and potential building applications<sup>1</sup>

Denilson Ramos<sup>a\*</sup> | Francesco Pompili<sup>a</sup> | Luís Godinho<sup>b</sup> | Paulo Amado-Mendes<sup>b</sup> | Paulo Mareze<sup>c</sup>

<sup>a</sup> Department of Engineering,  
University of Ferrara,  
Via Giuseppe Saragat, 1, 44124 Ferrara (FE)

<sup>b</sup> Institute for Sustainability and Innovation  
in Structural Engineering,  
University of Coimbra,  
Via Luis Reis dos Santos, 290, 3030-790  
Coimbra

<sup>c</sup> Acoustical Engineering,  
Federal University of Santa Maria,  
Avenue Roraima, 1000, 97105-900  
Santa Maria (RS)

\* Corresponding author:  
dltdls@unife.it

**Ricevuto:** 5/2/2026

**Accettato:** 8/2/2026

**On line first:** 13/5/2026

**DOI:** 10.3280/ria2026oa22128

**ISSN:** 2385-2615

The development and application of noise control strategies on subwavelength regimes have thus demanded a continuous effort by several researchers. In recent decades, the advent of acoustic metamaterials arose as a novel strategy on the sound wave manipulation and the development of subwavelength dimensions acoustic devices. In previous works by the authors, analytical approaches were developed to provide a more comprehensive acoustic characterization of the proposed metamaterial through equivalent fluid models. In contrast, the present work aims to advance the concept by introducing the design of a ventilated sub-wavelength acoustic metamaterial and by examining its potential applicability across multiple building-related contexts, including sound absorption and sound transmission control. By means of optimized geometrical configurations, it is possible to achieve quasi-perfect sound absorption ( $\alpha > 0.8[-]$ ) or enhanced sound transmission loss efficiency ( $> 30$  [dB]) within subwavelength regimes. The results demonstrate that the proposed acoustic metamaterial operates effectively at subwavelength dimensions and within selectively tuned attenuation frequency bands, enabling single-, dual-, triple-, or hexa-resonance configurations. These features introduce additional degrees of freedom into the overall design concept, offering promising applications across various engineering fields, particularly in building acoustics.

**Keywords:** acoustic metamaterial, association of Helmholtz resonators, sound absorption, sound transmission loss, building acoustics

## Progettazione e modellazione acustica di un metamateriale acustico esagonale sub-lunghezza d'onda per usi multifunzionali e potenziali applicazioni edili

Lo sviluppo e l'applicazione di strategie per il controllo del rumore in regimi sub-lunghezza d'onda (subwavelength) hanno richiesto un impegno costante da parte di numerosi ricercatori. In questo contesto, l'avvento dei metamateriali acustici si è presentato come una strategia innovativa per la manipolazione delle onde sonore e per lo sviluppo di dispositivi acustici dalle dimensioni estremamente ridotte. In studi precedenti dei autori, sono stati sviluppati approcci analitici per fornire una caratterizzazione acustica più completa del metamateriale proposto attraverso modelli di fluido equivalente. In questo lavoro, l'obiettivo è quello di far progredire il concetto introducendo la progettazione di un metamateriale acustico ventilato sub-lunghezza d'onda ed esaminandone la potenziale applicabilità in molteplici contesti edilizi, tra cui l'assorbimento acustico e il controllo della trasmissione del suono. Attraverso configurazioni geometriche ottimizzate, è possibile ottenere un assorbimento sonoro quasi perfetto ( $\alpha > 0.8[-]$ ) o un'efficienza superiore nella perdita di trasmissione sonora ( $> 30$  [dB]) entro regimi sub-lunghezza d'onda. I risultati dimostrano che il metamateriale acustico proposto opera efficacemente a dimensioni ridotte e all'interno di bande di frequenza di attenuazione sintonizzate selettivamente, consentendo configurazioni a singola, doppia, tripla o esa-risonanza. Queste caratteristiche introducono ulteriori gradi di libertà nel concetto di design complessivo, offrendo applicazioni promettenti in vari settori dell'ingegneria, in particolare nell'acustica edilizia.

**Parole chiave:** materiale acustico, risonatori di Helmholtz, assorbimento sonoro, perdita di trasmissione sonora, acustica edilizia

## 1 | Introduction

In acoustics, the interest in manipulating the sound wave propagation on subwavelength regimes is a widely theorized

field [1,2]. The development of acoustic metamaterials (AMMs) [3] has introduced new paradigms for the manipulation of sound wave propagation, leading to the exploration of novel non-natural physical behaviours.

Over the past two decades, AMMs have attracted considerable attention from the research community, as they offer a promising framework for the design of advanced noise mitiga-

<sup>1</sup> Vincitore *ex aequo* del premio "Gino G. Sacerdote" edizione 2026.

tion strategies. This interest is largely driven by their lightweight nature, their effectiveness in the low-frequency regime, and their ability to exhibit broadband attenuation through engineered bandgap phenomena. Such characteristics enable effective noise control in the low- to mid-frequency range using compact, subwavelength configurations, making AMMs particularly well suited to engineering applications where space and weight constraints are critical, including building acoustics and ventilation systems [4].

The notorious interest in achieving these effective physical behaviours, characterized by the orderly and locally resonant response, inducing effective properties, i.e. single-negative acoustic metamaterials exhibiting effective bulk modulus [5], or effective negative density [6]; as well as double-negative or negative refractive index acoustic metamaterials [7], resulting from the resonance mechanism strictly dependent of the frequency.

Within this context, structures based on subwavelength resonant mechanisms represent a particularly promising solution for the development of compact and lightweight devices operating at low frequencies – typically below 1 kHz – where, for comparison, thin layers of conventional porous materials are generally ineffective [8]. A representative example is the Helmholtz resonator (HR), which offers significant potential for miniaturisation while inherently allowing passive airflow. Compared with traditional acoustic treatments, AMMs exhibit a high degree of design flexibility and tunability, enabling tailored control of acoustic responses. This adaptability, together with ongoing advances in manufacturing techniques, such as additive manufacturing, has enabled the fabrication of complex geometries at both micro- and macro-scales [9,10], thereby further broadening the applicability of such theoretical concepts and reinforcing their relevance for complex engineering solutions.

Among the emerging possibilities for sound wave manipulation, initially demonstrated by Fang *et al.* [11], acoustic metamaterials exhibiting an effective negative bulk modulus have repeatedly been shown to induce significant sound transmission loss. This behaviour is achieved by the compressive extensional phenomena induced by the airflow, related to the resonant effects in low-frequency regimes using subwavelength resonant elements, i.e. Helmholtz resonators [5,12]. Several studies have explored the induction of effective negative acoustic parameters and their implications for sound transmission control. In this context, Lee *et al.* [13] introduced a class of non-local resonator arrays consisting of periodically coupled ducts attached to a waveguide. Subsequently, Lan *et al.* [14] theoretically investigated nonlinear effects associated with sound propagation and dispersion in similar resonator array configurations. Recently, Jena *et al.* [15] examined multiple configurations of HRs arranged in parallel and series, observing the appearance of effective negative mass density and negative bulk modulus in finite arrays.

In contrast, other research efforts have focused on exploiting the distinctive acoustic properties of metamaterials and their strong miniaturization potential, enabling dimensions well below the acoustic wavelength. Representative examples

include perfect absorption panels [16] and meta-diffusers [17], as well as extensions of these concepts toward the control of environmental noise. Such developments include meta-absorbers for façade acoustic insulation [18] and air-transparent acoustic insulation systems [19], all of which are fundamentally grounded in the classical theory of Helmholtz resonators.

Although acoustic metamaterials constitute a well-established and extensively theorized field within physics and engineering, recent years have seen a growing number of review studies addressing their potential applications in architectural and building acoustics. Arjunan *et al.* [20] identified a broad range of acoustic metamaterial concepts that can be adopted to improve the acoustic conditioning of buildings, highlighting their potentially transformative role in enhancing sound insulation performance in façades, ventilation systems, ducts, and window designs. Similarly, Rubino *et al.* [21] reported that research on acoustic metamaterials applied to noise insulation in architectural acoustics has yielded several promising concepts, demonstrated significant sound reduction capabilities, albeit often limited to narrow frequency bands. As noted by the authors, a major challenge remains the translation of these concepts into practical solutions, with a clear need for further investigations focused on full-scale implementations and real-world applications. Despite the encouraging attention received and the proliferation of small-scale and laboratory-based models, large-scale production and deployment remain limited, raising uncertainties regarding their economic feasibility and adoption within the construction industry.

Several studies have explored the theoretical concepts underlying acoustic metamaterials, a substantial gap remains in translating these advances into practical solutions capable of delivering optimised broadband noise attenuation and enhanced absorptive performance within the context of building acoustics. A significant portion of this gap can be attributed to manufacturing constraints and associated production costs, which become particularly critical when such systems are considered for large-scale civil engineering applications. These practical limitations often hinder their development and widespread implementation when compared with other engineering sectors, where fabrication tolerances and economic constraints may be less restrictive.

Accordingly, this stage of the research seeks to expand the novel design concept based on the parallel association of Helmholtz resonators by addressing its feasibility and functional relevance in realistic implementation scenarios, which had not been explored in earlier investigations. The present work proposes a multi-resonant modelling structure based on a compact panel composed of a matrix of resonant hexagonal sub-cells, which operates effectively at subwavelength dimensions and within selectively tuned attenuation frequency bands, enabling single-, dual-, triple-, or hexa-resonance configurations. By intentionally coupling the internal resonances of multiple resonant elements, the proposed structure enables an extended effective attenuation bandwidth, resulting in an optimized response to multiple acoustic problems within targeted frequency ranges.

This work is part of a PhD thesis conducted at the University of Coimbra (UC). The research was partly financed by FCT/MCTES through national funds (PIDDAC), under the R&D Unit Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), within the scope of the project “Study of passive ventilation devices with improved sound attenuation using metamaterials.” It should be noted that the geometrical configuration and modelling framework adopted in this study build upon previous work by the authors, in [22], in which a theoretical approach was developed to assess the effective sound propagation properties of a parallel-sided branch inclusion of Helmholtz resonators under different termination conditions. The present study extends this framework by focusing on multi-resonator design strategies, the development of broadband and multi-functional configurations, and the exploration of potential building applications, including ventilated façade systems. Furthermore, this work incorporates experimental validation and optimisation procedures that were not addressed in the previous study.

The paper is organized as follows. Section 2 introduces the design concept of the proposed acoustic metamaterial. Section 3 presents the mathematical modelling and theoretical framework, together with its verification through finite element simulations, as well as the acoustic formulations employed in the analysis. Section 4 evaluates the acoustic performance of the system across multiple contexts, including sound absorption and sound transmission control. The analysis begins with an examination of the sound absorption characteristics and subsequently addresses the sound transmission loss performance. Although not the primary focus of the study, optimized configurations are also presented to highlight the acoustic capabilities of the proposed system for multiple applications. Section 5 discusses the multipurpose potential applications and inherent limitations, with particular emphasis on architectural integration, manufacturability, and scalability. Finally, Section 6 summarizes the findings by positioning the present work within the current state of the art and outlining potential directions for future developments and applications.

## 2 | Concept and geometrical design

Due to the inherent limitations of resonant systems, particularly their restricted effectiveness within narrow frequency bands, the concept of an in-parallel symmetric acoustic metamaterial is proposed, as illustrated in Figure 1. In this way, by proposing a hexagonal structure, being able to increase the number of holes and HRs per unit area, as well as to deal with greater area efficiency, when it is composed of a large number of cellular units.

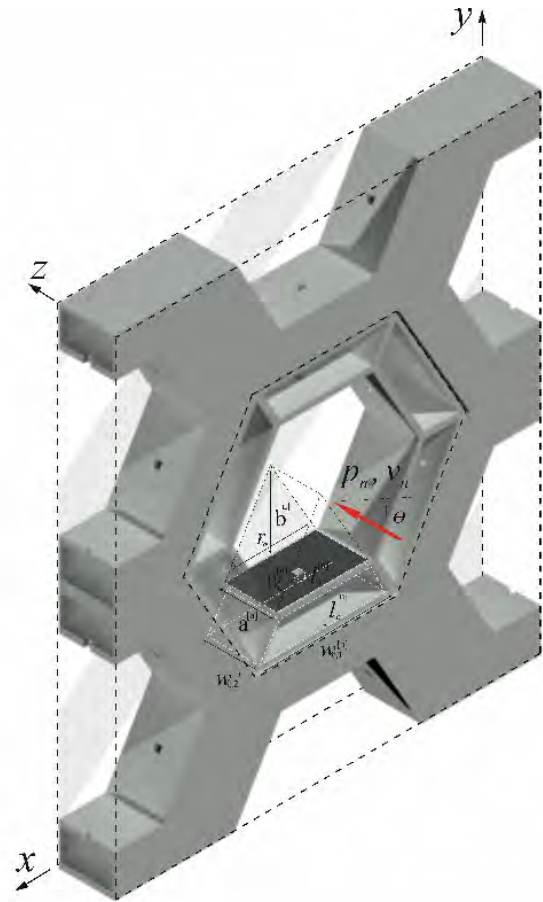
More specifically, the proposed meta-structure consists of regular hexagonal units, composed by the in parallel association of 6 HRs, identical or not, in the same cross-section, with necks directed to the center of the hollow hole, as shown in Figure 1, so that the resonant effect of the cavities is activated by the sound waves that pass through each panel orifice.

Considering the classic model of the Helmholtz resonator, with the resonant frequency estimated from the equation,

$$f_r = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{(l_n + l_c)V}}$$
 where  $c_0$  is the speed of sound in the air,  $V$  is the volume of the HR chamber,  $S$  is the neck opening area,  $l_n$  is the neck length, and  $l_c$  is the correction factor for a generic resonator.

The geometric description of the Helmholtz resonators is delineated in Figure 1, with the neck dimensions specified by,  $l_{neck}^{[n]}$  and  $w_{neck}^{[n]}$ , representing the length and the width, respectively. The resonant cavity volume,  $V_{cav}^{[n]}$ , is computed from  $l_{cav}^{[n]}$  and  $w_{cav}^{[n]}$ , denoting the length and width of the cavity, respectively. Highlighting that the superscript  $[n]$  corresponds to the order of the included resonator.

Concerning the complex geometrical configuration, three propositions will be presented: the single, dual, and triple, and hexa configurations. These are defined by the number of group sets and the number of local resonances within each configuration, which will be better explained in the next sections.

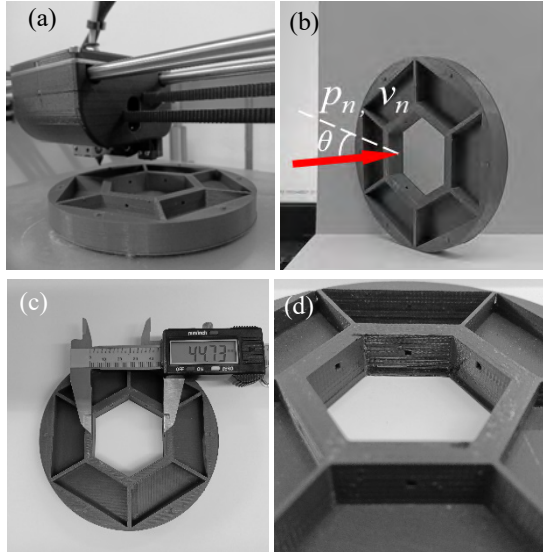


**Fig. 1 – Illustrative diagram of hexagonal acoustic metamaterial panel**

**Diagramma illustrativo del pannello metamateriale acustico esagonale**

Following the recent trends of using additive manufacturing techniques in the context of prototyping acoustic metamaterials, the proposed acoustic metamaterials under analysis were modelled in a dedicated 3D Computer-Aided Design (CAD) and manufactured at the *Institute for Sustainability and*

As photographed in Figure 2, the materialized acoustic hexagonal metamaterial using a fused-deposition modelling (FDM) technique. The additive manufacturing technique employed consists of deposition of polylactic acid filaments (PLA), through a nozzle extruder of 0.4 mm of diameter, as seen in Fig. 2 (a), using a 3D printer Blocks One MK2. Tab. 1 summarizes the information regarding the manufacturing settings employed.



**Fig. 2 – Design and manufacturing of acoustic hexagonal metamaterial. (a) Photography of the printing machine in operation. (b) – (d) Samples of the multi-resonant metamaterial structure with the respective dimension in millimetres (mm).**  
**Progettazione e produzione di metamateriale acustico esagonale.**  
**(a) Fotografia della macchina da stampa in funzione.**  
**(b) – (d) Campioni della struttura del metamateriale multirisonante con le rispettive dimensioni in millimetri (mm)**

**Tab. 1 – Summary of the 3D printing device, material, and manufacturing parameters**

| Caratteristiche di fabbricazione del dispositivo di stampa 3D |                         |                                 |
|---------------------------------------------------------------|-------------------------|---------------------------------|
| Features                                                      | Definitions             |                                 |
| Device characteristics                                        | Device                  | Blocks One MK2                  |
|                                                               | Technology              | Fused filament fabrication      |
|                                                               | Max built volume-       | 200 x 210 x 210 mm <sup>3</sup> |
|                                                               | Nozzle diameter         | 0.4 mm                          |
|                                                               | Slicing software        | Ultimaker Cura v. 4.9.0         |
| Material characteristics                                      | Material                | Polytactic acid                 |
|                                                               | Filament diameter       | 1.75mm                          |
| Manufacturing settings                                        | Layer resolution        | 0.1 mm                          |
|                                                               | Line width              | 0.4 mm                          |
|                                                               | Infill density          | 25%                             |
|                                                               | Printing Temperature    | 210°C                           |
|                                                               | Build Plate Temperature | 50°C                            |
|                                                               | Print Speed             | 50 mm s <sup>-1</sup>           |

### 3 | Mathematical modelling

#### 3.1 | Analytical framework

##### 3.1.1 | Viscous thermal losses and Transfer Matrix Method

To describe the sound waves propagation in the acoustic metamaterial panel, the analytical prediction model is developed based on the transfer matrix method and equivalent fluid approach adapted from [23,24], where from the equivalent medium theory each region can be homogenized as function of equivalent density  $\rho_{eff}^{[n]}$  and equivalent bulk modulus  $K_{eff}^{[n]}$  described as follows:

$$\rho_{eff}(\omega) = \rho_0 \alpha_\infty \left( 1 + \frac{\phi \sigma}{j \omega \rho_0 \alpha_\infty} \left( 1 + j \frac{4 \omega \rho_0 \eta \alpha_\infty^2}{\sigma^2 \phi^2 \Lambda^2} \right)^{\frac{1}{2}} \right), \quad (1)$$

$$K_{eff}(\omega) = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left( 1 + \frac{8 \eta}{j \omega Pr \rho_0 \Lambda^2} \left( 1 + j \frac{\omega Pr \rho_0 \Lambda^2}{16 \eta} \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{-1}}, \quad (2)$$

in general, assuming narrow orifices, the thermal and viscous characteristic lengths,  $\Lambda = \Lambda'$ , are numerically equal to the hole's hydraulic radius  $r_i^{[n]} = w_i^{[n]} / \sqrt{\pi}$  (here, the subscript i, is related to the i-th generical part of the system); and the respective values  $\gamma = 1.4$  being the specific heat ratio,  $Pr$  is the Prandtl number,  $\rho_0 = 1.23 \text{ kg/m}^3$  is the mass density,  $\eta = 1.82 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$  is the air dynamic viscosity, and  $P_0 = 101325 \text{ Pa}$  is the static pressure, defines the thermodynamic properties of air saturating the system.

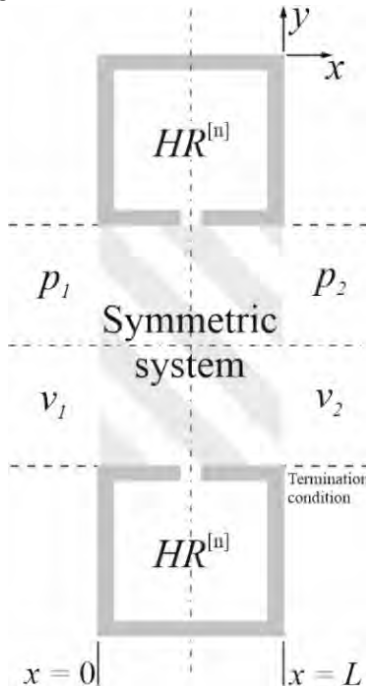
As previously discussed in Refs. [22] the analytical estimations of the transport parameters describe the resistive part induced by the viscous effects inside the hole, as well the flux distortion in the acoustic field in the front rigid layers. Tab. 2 lists the reliable analytical transport parameters expressions, for the Johnson Champoux Allard (JCA) rigid frame model.

**Tab. 2 – Analytical estimations of the transport parameters**  
**Stime analitiche dei parametri di trasporto**

|                 |                              |                                                                                                        |                                |
|-----------------|------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|
| $\sigma$        | Specific airflow resistivity | $\left( 2 \frac{l_{neck}^{[n]}}{r_{neck}^{[n]}} + 4 \right) \frac{R_s}{\phi} \frac{1}{l_{neck}^{[n]}}$ | $\text{Pa} \cdot \text{s/m}^2$ |
| $\phi$          | Open porosity                | 1                                                                                                      | [-]                            |
| $R_s$           | Surface resistive term       | $\frac{\sqrt{2 \eta \omega \rho_0}}{2}$                                                                | $\text{Pa} \cdot \text{s/m}$   |
| $\alpha_\infty$ | Geometric tortuosity         | $1 + \frac{2 \varepsilon_c}{l_{neck}^{[n]}}$                                                           | [-]                            |
| $\varepsilon_c$ | Length correction            | $\varepsilon_c = 0.85 r_{neck}^{[n]} F(\varepsilon)$                                                   | [-]                            |

Consequently, for analytical considerations, the transfer matrix method (TMM) is used to describe the acoustic plane wave propagation in an acoustic symmetric system, as illustrated in Fig. 3.





**Fig. 3 – Schematic diagram of the TMM approach applied to the acoustic metamaterial symmetric system problem.**  
Figure re-plicated from [22]

**Diagramma schematico dell'approccio TMM applicato al problema del sistema simmetrico di metamateriali acustici.**  
Figura riprodotta da [22]

Given the continuity condition between the incident sound pressure and particle velocity from an initial position,  $p_1$  and  $v_1$ , respectively, to the final position,  $p_2$  and  $v_2$ , with the assembly of matrix elements being written by:

$$\mathbf{T} \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix}_{x=0} = \mathbf{T}_w^{[n]} \mathbf{T}_{HR}^{[1]} \dots \mathbf{T}_{HR}^{[n-1]} \mathbf{T}_{HR}^{[n]} \mathbf{T}_w^{[n]} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix}_{x=L}. \quad (3)$$

Here, the sound wave radiation for an arbitrary segment part of the system, herein represented by  $\mathbf{T}_i^{[n]}$ , is expressed by the transfer matrix [23,24]:

$$\mathbf{T}_i^{[n]} = \begin{bmatrix} \cos(k_i^{[n]} l_i) & jZ_i^{[n]} \sin(k_i^{[n]} l_i) \\ j \sin(k_i^{[n]} l_i) / Z_i^{[n]} & \cos(k_i^{[n]} l_i) \end{bmatrix}, \quad (4)$$

where  $k_i^{[n]}$  and  $l_i$ , are, respectively, the wavenumber and length of the waveguide, and  $Z_i^{[n]}$  is the characteristic impedance of the waveguide.

### 3.1.2 | Sound absorption descriptors based on the transfer matrix terms

Considering an absorptive behavior of the acoustic system the following rigidly backed termination condition is imposed under analysis. In order to neglect the transmitted longitudinal waves through the system, and assuming the total transfer matrix  $\mathbf{T}$  (Eq. 3) for the previously described acoustic system, the reflection coefficient is given by [22]:

$$R_p = \frac{T_{11} - T_{21} \rho_0 c_0}{T_{11} + T_{21} \rho_0 c_0}. \quad (5)$$

The corresponding sound absorption coefficient under normal incidence conditions, is defined as:

$$\alpha = 1 - |R_p|^2. \quad (6)$$

### 3.1.3 | Sound transmission descriptors based on the transfer matrix terms

In case of a transmission problem, the complex transmission coefficient  $T_p$ , defined as the ratio between transmitted and incident wave amplitudes. Thus, assuming the symmetry and reciprocity of the acoustic system, the transmission coefficient can be written as [22]:

$$T_p = \frac{2e^{ikL}}{T_{11} + T_{12}/Z_0 + Z_0 T_{21} + T_{22}}; \quad (7)$$

Finally, the sound transmission loss (TL) in decibel is:

$$TL = 20 \log_{10} \left( \frac{1}{|T_p|} \right). \quad (8)$$

## 3.2 | Experimental and numerical verification

To validate the proposed theoretical model, the acoustic metamaterials were investigated through both numerical simulations and experimental measurements. The experimental campaign was partially carried out at the Acoustic Research Group of the Engineering Department of the University of Ferrara.

The normal-incidence sound absorption and reflection coefficients under finite sample conditions were measured using the two-microphone transfer function method, in accordance with ISO 10534-2 [25]. In brief, the experimental setup consisted of a cylindrical impedance tube with an inner diameter of  $d = 45$  mm, operating over a frequency range from 50 Hz to 4150 Hz. During testing, the samples were mounted inside the tube and backed by a rigid termination. A sine-sweep excitation was generated by a loudspeaker positioned at the upstream end of the tube. The acoustic pressure was measured at two distinct locations,  $p_1$  and  $p_2$ , corresponding to axial positions  $x_1$  and  $x_2$ , respectively. These measurements were used to compute the transfer function  $H_{12}$ , enabling the decomposition of the sound field into incident and reflected wave components. This procedure allowed the determination of the normal-incidence sound absorption coefficient. It should be noted that the experimental campaign in the present study was restricted to the characterization of sound absorption. The sound transmission loss was instead assessed through analytical modelling and finite element simulations, following the ASTM E2611 [26] framework. Within this approach, the transfer matrix components, as defined in Eq. 3, can be systematically obtained.

To evaluate the accuracy of the proposed model, the results were compared with experimental measurements and numerical simulations performed using the finite element method (FEM) in COMSOL Multiphysics. Numerical simulations

were conducted under plane wave propagations conditions. Rigi boundary conditions were imposed on the lateral walls to enforce zero normal particle velocity. At the excitation side, a prescribed acoustic pressure was applied to generate the incident wave. To ensure the acoustic response under two different termination conditions. For sound absorption measurements, the model replicated ISO 10534-2 [25] employing a rigid termination. For normal-incidence sound transmission, the model followed ASTM E2611-09 [26], where a Perfect Matched Layer (PML) was applied at the termination to simulate an anechoic boundary condition. This configuration maintains consistency with the assumptions employed in both the analytical model and the experimental setup.

Assuming a time-harmonic dependence of the form  $e^{i\omega t}$ , the simulations were conducted in the pressure acoustics domain. The main acoustic domain, corresponding to the air-filled impedance tube, was discretized using tetrahedral elements with a maximum element size equal to  $\lambda_{\min}/8$ , where  $\lambda_{\min} = c_0/f_{\max}$ . This criterion ensures at least eight elements per wavelength throughout the computational domain. To accurately model viscous and thermal losses in critical regions the Thermoviscous Acoustics Module in COMSOL Multiphysics was employed. For the mesh discretization in narrow regions, such as resonator necks, a refined mesh was employed. In these regions, the maximum element size was limited to  $w_{\text{neck}}^{[n]}/4$ , while the minimum element size was set to  $\delta_v/2$ , where  $\delta_v = \sqrt{2\mu/(\rho_0\omega)}$  represents the viscous boundary layer thickness.

Inside the resonator cavities, where dissipative effects are less significant, the maximum element size was set to  $w_{\text{cav}}^{[n]}/2$  and the minimum to  $w_{\text{cav}}^{[n]}/4$ . In the remaining parts of the domain, a multi-size mesh strategy was used to balance accuracy and computational efficiency. All external boundaries of the acoustic domain were assumed to be perfectly rigid. After defining the governing equations, excitation, and boundary conditions, a linear system was solved in the frequency domain using a direct solver for each frequency step between 100 Hz and  $f_{\max}$ .

Table 3 summarizes the mesh size criteria adopted for each region of the computational domain within the Thermoviscous Acoustics Module.

**Tab. 3 – Summary of the mesh size criteria adopted for each region of the computational domain within the Thermoviscous Acoustics Module in COMSOL software**

**Riepilogo dei criteri di dimensione della maglia adottati per ciascuna regione del dominio computazionale all'interno del modulo di acustica termoviscosa in COMSOL Software**

| Domain region             | Maximum element size        | Minimum element size     |
|---------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| Neck region               | $w_{\text{neck}}^{[n]}/4$   | $\delta_v/2$             |
| Waveguide region          | $r_{\text{wave}}^{[n]}/4$   | $\delta_v/2$             |
| Cavity region             | $w_{\text{cav}}^{[n]}/2$    | $w_{\text{cav}}^{[n]}/4$ |
| Boundary layer zones      | Adaptive (local refinement) | $\delta_v/2$             |
| Remaining acoustic domain | $\lambda_{\min}/8$          | Automatic (multi-size)   |

## 4 | Acoustic Performance Assessment

To illustrate the versatility of the developed design, the following subsections present both the absorption and sound transmission performances of the proposed system. Although algorithmic optimisation does not constitute the primary focus of the present study, these were nonetheless employed in the geometric definition of the configurations examined herein. Thus, to facilitate a clearer interpretation of the results presented subsequently, a concise overview of the adopted optimisation framework is first provided. This description aims to contextualise the geometric tuning procedure and to clarify the rationale underlying the selected design configurations.

### 4.1 | Illustrative example of optimised sound absorption for the proposed AMM

Given the intrinsic complexity associated with establishing optimal conditions for sound absorption, illustrative examples of the absorptive performance of the proposed acoustic metamaterial are presented herein. The objective is to demonstrate representative configurations capable of achieving enhanced absorption within prescribed target frequency ranges, evidencing how the design proposition can be expanded for multipurpose acoustic scenarios.

As widely established in the theoretical framework of resonant absorbers, perfect sound absorption can be achieved under the critical coupling condition, in which the external radiation leakage is precisely balanced by the intrinsic visco-thermal dissipation mechanisms of the system. Under this condition, surface impedance matching between and the surrounding medium is satisfied. Mathematically, this requires that, at the target resonance frequency, the real part of the effective surface impedance equals the characteristic impedance of air  $\text{Re}(Z_{\text{eff}}) = Z_0$ , while the imaginary part vanishes  $\text{Im}(Z_{\text{eff}}) = 0$ . When these conditions are fulfilled, reflection is suppressed and the incident acoustic energy is entirely dissipated within the structure [27].

Based on the analytical formulations implemented in the present work, a Sequential Quadratic Programming (SQP) procedure was employed in conjunction with the Transfer Matrix Method (TMM) to determine optimised geometric parameters. This optimisation framework enables the systematic identification of resonator dimensions capable of inducing perfect or near-perfect absorption, consistent with the critical coupling mechanism previously reported in [27].

By enforcing the coupling condition previously described, the objective function is formulated to maximise the sound absorption coefficient at the prescribed target frequency, such that  $|\alpha_{\text{HR},i}(f_{\text{target},i})| = 1$ . More explicitly, the nonlinear optimisation problem is expressed in the following form,

$$\begin{aligned} \text{minimize } \mathcal{F}(x) &= - \sum_{i=1}^n |1 - \alpha_{HR,i}|, \\ \text{Subject to } b_l &\leq \begin{bmatrix} f_{\text{target},i} \\ w_{\text{neck}}^{[n]} \\ V_{\text{cav}}^{[n]} \end{bmatrix} \leq b_u. \end{aligned} \quad (9)$$

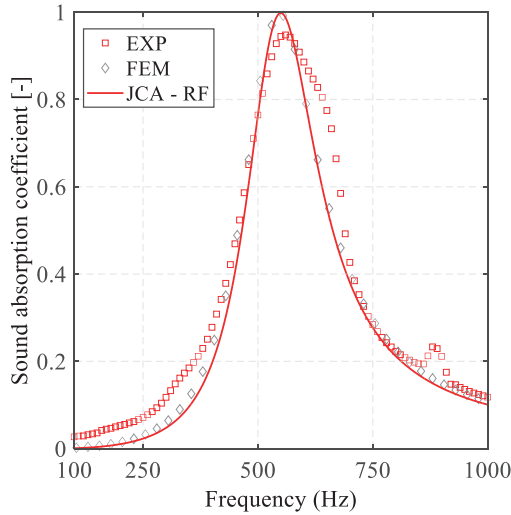
As initial elucidation, Figure 4 corresponds to the first design proposal, which achieves a single local resonance frequency at  $f_{\text{single}} = 550$  Hz. Table 4 summarizes the optimal geometrical parameters.

**Tab. 4 – Geometrical parameters of the single-resonance configuration, optimisation bounds and corresponding optimized geometric parameters (all dimensions in millimetres)**

*Parametri geometrici della configurazione a risonanza singola, limiti di ottimizzazione e corrispondenti parametri geometrici ottimizzati (tutte le dimensioni sono in millimetri)*

|                     | $f_{\text{target},i}$ [Hz] | $w_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] | $l_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] | $V_{\text{cav}}^{[n]}$ [mm <sup>3</sup> ] |
|---------------------|----------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------------------|
|                     | Optimized Value            | Optimized Value              | Nominal Value                | Optimized Value                           |
| $f_{\text{single}}$ | 550                        | 2.40                         | 5.00                         | $7.34 \times 10^3$                        |

As demonstrated, in Figure 4, the system reached perfect sound absorption under normal incidence. It is further observed that the proposed optimisation framework effectively preserves the critical loss balance by modulating viscothermal dissipation through the coordinated operation of the six resonators, thereby enabling the achievement of the critical coupling condition. A detailed discussion of the relationship between critical coupling condition and the acoustic performance of the hexagonal acoustic metamaterial can be found in [28].



**Fig. 4 – Comparison of the sound absorption coefficient spectra for single resonance model determined with the analytical JCA equivalent-fluid approach using TMM (solid red line), using finite element method (grey markers) and experimentally measured (square red markers)**

*Confronto degli spettri del coefficiente di assorbimento acustico per il modello a risonanza singola determinati con l'approccio analitico del fluido equivalente JCA utilizzando TMM (linea rossa continua), utilizzando il metodo degli elementi finiti (marcatori grigi) e misurati sperimentalmente (marcatori rossi quadrati)*

A slight deviation observed within the frequency range of interest in the experimental results may be attributed to minor inaccuracies inherent to the 3D printing process. As reported in [9,29], small variations in printing resolution can lead to shifts in the resonant frequency range. This effect is also evident in the present models, given the resolution limits of the employed manufacturing techniques and the strong geometric sensitivity associated with achieving critical coupling between closely spaced resonances. In such systems, the resonant behaviour is directly governed by the geometric dimensions of the structure.

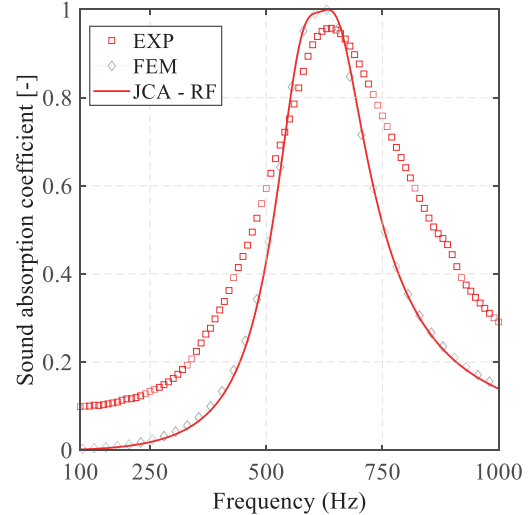
To demonstrate the effect of critical coupling in achieving broadband perfect absorption, a preliminary multi-resonant concept involving multiple local resonance frequencies is presented.

As initial example, the dual resonance proposition is composed of two sets of three resonators each, tuned into two different frequencies acting together in parallel circumstances. Figure 5 shows the dual resonance proposition, with resonance frequencies set at  $f_{\text{dual}}^{[1]} = 560$  Hz and  $f_{\text{dual}}^{[2]} = 625$  Hz. The corresponding optimised geometric parameters are summarised in Table 5.

**Tab. 5 – Geometrical parameters of the dual-resonance configuration, optimisation bounds and corresponding optimized geometric parameters. (all dimensions in millimetres)**

*Parametri geometrici della configurazione a doppia risonanza, limiti di ottimizzazione e corrispondenti parametri geometrici ottimizzati. (tutte le dimensioni sono in millimetri)*

|                         | $f_{\text{target},i}$ [Hz] | $w_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] | $l_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] | $V_{\text{cav}}^{[n]}$ [mm <sup>3</sup> ] |
|-------------------------|----------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------------------|
|                         | Optimized Value            | Optimized Value              | Nominal Value                | Optimized Value                           |
| $f_{\text{dual}}^{[1]}$ | 560                        | 2.15                         | 5.0                          | $5.30 \times 10^3$                        |
| $f_{\text{dual}}^{[2]}$ | 625                        | 2.15                         | 5.0                          | $4.28 \times 10^3$                        |



**Fig. 5 – Comparison of the sound absorption coefficient spectra for dual resonance model determined with the analytical JCA equivalent-fluid approach using TMM (solid red line), using finite element method (grey markers) and experimentally measured (square red markers)**

*Confronto degli spettri del coefficiente di assorbimento acustico per il modello a doppia risonanza determinato con l'approccio analitico del fluido equivalente JCA utilizzando TMM (linea rossa continua), utilizzando il metodo degli elementi finiti (marcatori grigi) e misurato sperimentalmente (marcatori rossi quadrati)*



Figure 5 indicates that the dual proposition establishes a strong coupling condition between the near local resonances, resulting in an effective absorption bandwidth of approximately  $\Delta f = 100$  Hz. Within this interval, near perfect and perfect absorption levels are achieved, with  $\alpha > 0.8$ , as illustrated by the red solid line.

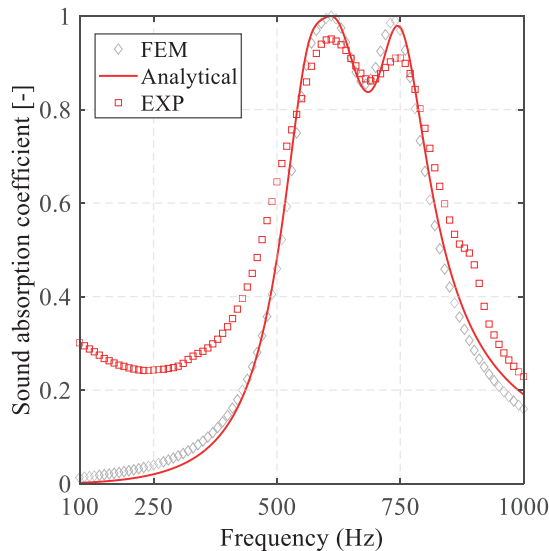
In the triple-resonance scenario, the results presented in Figure 6 correspond to a configuration comprising three distinct resonators tuned to  $f_{\text{tripe}}^{[1]} = 570$  Hz,  $f_{\text{tripe}}^{[2]} = 620$  Hz, and  $f_{\text{tripe}}^{[3]} = 740$  Hz, each consisting of pairs of symmetrically positioned resonators. The optimized geometric parameters are provided in Table 6.

**Tab. 6 – Geometrical parameters of the triple-resonance configuration, optimisation bounds and corresponding optimized geometric parameters (all dimensions in millimetres)**

**Parametri geometrici della configurazione a tripla risonanza, limiti di ottimizzazione e corrispondenti parametri geometrici ottimizzati (tutte le dimensioni sono in millimetri)**

| $f_{\text{target}, i}$ [Hz] | $w_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] | $l_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] | $V_{\text{cav}}^{[n]}$ [mm <sup>3</sup> ] |                     |
|-----------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------------------|---------------------|
| Optimized Value             | Optimized Value              | Nominal Value                | Optimized Value                           |                     |
| $f_{\text{tripe}}^{[1]}$    | 570                          | 2.5                          | 5.0                                       | 7.3×10 <sup>3</sup> |
| $f_{\text{tripe}}^{[2]}$    | 620                          | 2.35                         | 5.0                                       | 5.5×10 <sup>3</sup> |
| $f_{\text{tripe}}^{[3]}$    | 740                          | 2.5                          | 5.0                                       | 4.2×10 <sup>3</sup> |

The normal-incidence sound absorption coefficient for the triple-resonance model, obtained analytically and numerically, and subsequently validated through experimental measurements. The optimised configuration achieves perfect absorption at the target frequencies and provides an effective absorption bandwidth of approximately  $\Delta f = 220$  Hz for absorption levels exceeding  $\alpha > 0.8$ .

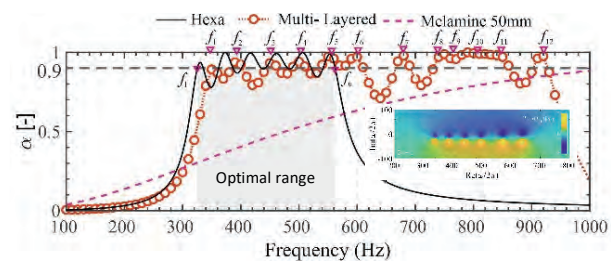


**Fig. 6 – Comparison of the sound absorption coefficient spectra for triple resonant model determined from the analytical JCA fluid-equivalent approach using TMM (solid red line), using finite element method (grey markers) and measured experimentally (square red markers)**

**Confronto degli spettri del coefficiente di assorbimento acustico per il modello triplo risonante determinato dall'approccio fluido-equivalente JCA analitico utilizzando TMM (linea rossa continua), utilizzando il metodo degli elementi finiti (marcatori grigi) e misurato sperimentalmente (marcatori rossi quadrati)**

To provide an attempt towards broadband sound absorption, a more complex acoustic metamaterial (AMM) configuration is now proposed. In this advanced scenario, the geometric parameters required to achieve perfect absorption in each individual Helmholtz resonator of the proposed AMM.

The broadband configuration presented in Figure 7 is obtained through the progressive incorporation of multiple Helmholtz resonators within the unit cell from  $n = 1, 2, 3, \dots, 6$ . In this circumstance, the frequency range is manually defined, with  $f_{\text{target},i} = [300 \text{ Hz}, 700 \text{ Hz}]$ . The proposed optimisation procedure enforces the critical coupling condition between adjacent local resonances, resulting in an effective bandwidth of approximately  $\Delta f = 300$  Hz. Within this interval, the absorption valleys between neighbouring resonances are significantly reduced, approaching near-perfect absorption  $\alpha > 0.8$ . The corresponding dimensions for each configuration are reported in Table 7, ensuring full reproducibility of the proposed design.



**Fig. 7 – Sound absorption spectra of Optimized Hexagonal configuration at normal incidence. The black solid line indicates the analytical values for the sound absorption coefficient. The red line with markers represents a multi-layered acoustic meta structure. The dashed pink line illustrated a sound absorption spectrum of a melamine layer of 50mm thickness. The detailed image represents the complex frequency evidencing the coupling condition**

**Spettri di assorbimento acustico della configurazione esagonale ottimizzata a incidenza normale. La linea nera continua indica i valori analitici del coefficiente di assorbimento acustico. La linea rossa con i marcatori rappresenta una metastruttura acustica multistrato. La linea tratteggiata rosa illustra lo spettro di assorbimento acustico di uno strato di melamina di 50 mm di spessore. L'immagine dettagliata rappresenta la frequenza complessa che evidenzia la condizione di accoppiamento.**

The coloured contour plot further depicts the complex frequency plane representation of the poles (yellow markers) and zeros (blue markers) of the reflection coefficient, expressed as  $\log |R^2|$ , thereby evidencing the evolution of the critical coupling mechanism in the proposed design. As a brief explanation, in the complex frequency plane, the eigenvalue  $R$  is associated with the scattering matrix, and its corresponding poles and zeros govern the reflection characteristics along the real frequency axis. Each zero-pole pair corresponds to a resonant mode of the system. In the critically coupled condition, zero (represented by circular markers) lies on the real frequency axis. The presence of a zero on the real axis therefore satisfies the critical coupling condition and corresponds to perfect sound absorption. For a more comprehensive explanation see [28].

For comparison, when analysing a conventional 50 mm thick melamine foam layer, dashed pink line, it is observed that the proposed thinner metamaterial configuration exhibits

superior performance in the low-frequency range. Achieving a comparable level of low-frequency attenuation using traditional porous materials would typically require a substantial increase in thickness.

**Tab. 7 – Geometrical parameters of the hexa-resonance configuration, optimized geometric parameters (all dimensions in millimetres)**

*Parametri geometrici della configurazione a risonanza esagonale, parametri geometrici ottimizzati (tutte le dimensioni sono in millimetri)*

| $f_{\text{target},i}$ [Hz] | $w_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] | $l_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] | $V_{\text{cav}}^{[n]}$ [mm <sup>3</sup> ] |
|----------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------------------|
| 340                        | 1.45                         | 5.0                          | $7.0 \times 10^3$                         |
| 385                        | 1.50                         | 5.0                          | $5.6 \times 10^3$                         |
| 440                        | 1.52                         | 5.0                          | $4.5 \times 10^3$                         |
| 500                        | 1.64                         | 5.0                          | $4.0 \times 10^3$                         |
| 565                        | 1.91                         | 5.0                          | $4.0 \times 10^3$                         |
| 630                        | 2.20                         | 5.0                          | $4.0 \times 10^3$                         |

In summary, the association of Helmholtz resonators (HRs) within the waveguide enables the controlled interaction of multiple local resonances, facilitating the achievement of perfect or quasi-perfect absorption. In the present configuration, up to six absorption peaks are obtained under near critical and critical coupling conditions. As the number of local resonances increases, the effective absorption bandwidth is progressively widened without compromising the loss balance. This behaviour is associated with an increased number of poles-zero pairs in the complex frequency plane, ensuring the presence of zeros on the real frequency axis and, consequently, observable perfect absorption.

## 4.2 | Illustrative examples of optimised sound Transmission loss capacity of the proposed AMM

In this subsection, the sound transmission capacity of the proposed acoustic metamaterial is analysed. A geometrical optimization is performed from the Sequential Quadratic Programming (SQP) grounded in the analytical formulations, to determine the set of resonator parameters  $\{w_{\text{neck}}^{[n]}, l_{\text{neck}}^{[n]}, V_{\text{cav}}^{[n]}\}$ , for the proposed, single, dual, triple case, in order to maximize the STL at a predetermined local resonant frequency  $f_{\text{target},i}$ . The problem is explicitly defined as follows,

$$\begin{aligned} \text{minimize } \mathcal{F}(x) &= - \sum_{i=1}^n \text{STL}(x, f_{\text{target},i}), \\ \text{Subject to } b_l &\leq \begin{bmatrix} w_{\text{neck}}^{[n]} \\ l_{\text{neck}}^{[n]} \\ V_{\text{cav}}^{[n]} \end{bmatrix} \leq b_u, \end{aligned} \quad (10)$$

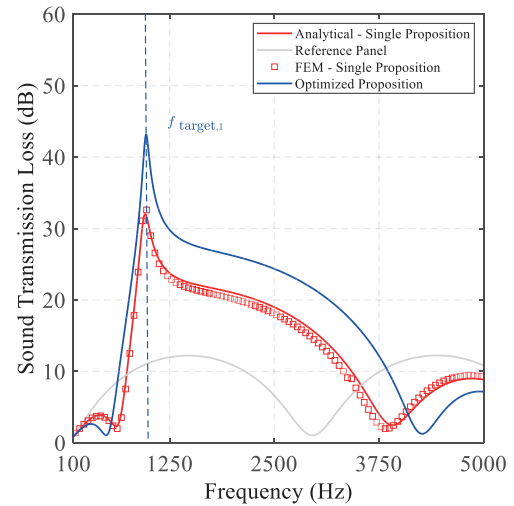
where, the objective function  $\mathcal{F}(x)$  seeks to determine the geometric parameters design  $x$  within the upper and lower bounds,  $b_l$  and  $b_u$ , at the  $i$ -th target frequencies.

For the first case, in a single resonance frequency,  $f_{\text{single}} = 935$  Hz, the optimized sound transmission loss (STL) can be evidenced. Table 8 summarizes the optimized geometrical parameters. For further details regarding the selection of the bound limits, the reader is referred to [28].

**Tab. 8 – Geometrical parameters of the single-resonance configuration, optimized geometric parameters (all dimensions in millimetres)**

*Parametri geometrici della configurazione a risonanza singola, parametri geometrici ottimizzati (tutte le dimensioni sono in millimetri)*

| $f_{\text{target},i}$ [Hz] | $w_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] |                 | $l_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] |                 | $V_{\text{cav}}^{[n]}$ [mm <sup>3</sup> ] |                 |
|----------------------------|------------------------------|-----------------|------------------------------|-----------------|-------------------------------------------|-----------------|
|                            | Nominal Value                | Optimized Value | Nominal Value                | Optimized Value | Nominal Value                             | Optimized Value |
| 935                        | 2.5                          | 4.3             | 2.5                          | 2.5             | $4.62 \times 10^3$                        | $1 \times 10^4$ |



**Fig. 8 – Sound transmission loss of the compact single-resonant panel configuration under normal incidence. Square markers denote the numerical results, while the red curves correspond to the analytical predictions for the proposed single acoustic metamaterial (AMM). The grey curve represents the reference STL values, and the blue curves indicate the optimized response**

*Perdita di trasmissione sonora della configurazione compatta a pannello singolo risonante in incidenza normale. I marcatori quadrati indicano i risultati numerici, mentre le curve rosse corrispondono alle previsioni analitiche per il metamateriale acustico singolo (AMM) proposto. La curva grigia rappresenta i valori STL di riferimento e le curve blu indicano la risposta ottimizzata*

Figure 8 shows a localized enhancement at the specified resonant frequency,  $f_{\text{single}} = 935$  Hz, where the STL value reaches approximately 35 dB. This enhancement, attributed to the locally resonant inclusion, amplifies the inherent attenuation caused by the waveguide constriction, characterized by  $\phi_r < 1$ , as observed in the grey solid line. The solid lines in Figure 8 represent the results from the proposed analytical model, which incorporates losses throughout the system. From the initial optimization scenario, the blue line exhibits the optimal

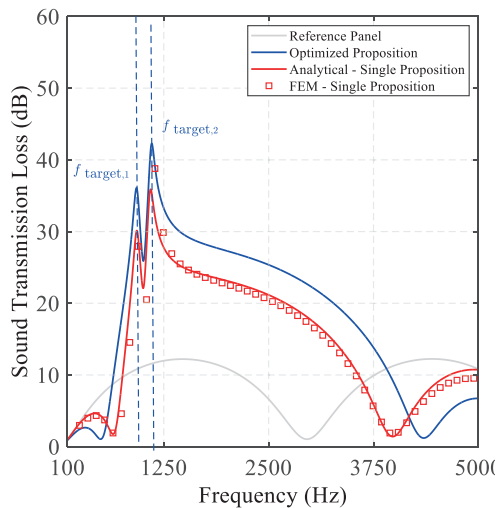
sound transmission loss curve at the target frequency a pronounced peak with an enhancement of approximately 10 dB relative to the reference configuration (depicted by the red curve). Thereby validating the effectiveness of the optimisation strategy in improving attenuation at the prescribed resonance frequency.

By extending the objective function, defined in Equation 10, to include additional resonance frequencies ( $f_{\text{target},2}$  and  $f_{\text{target},3}$ ). In this scenario, Figure 9 illustrates the optimized sound transmission loss for a dual resonance configuration, showing the interaction of two near-resonant frequencies,  $f_{\text{dual}}^{[1]} = 935$  Hz and  $f_{\text{dual}}^{[2]} = 1095$  Hz, where the STL values reach magnitudes of 28 dB and 34 dB, respectively. Table 9 summarizes the optimised geometric parameters for the proposed configuration. Figure 9 shows that the optimised configuration (blue curve) achieves an STL increase of approximately 5 dB at each resonance frequency, confirming the effectiveness of the dual-resonance design.

**Tab. 9 – Geometrical parameters of the dual-resonance configuration, optimisation bounds and corresponding optimized geometric parameters (all dimensions in millimetres)**

*Parametri geometrici della configurazione a doppia risonanza, limiti di ottimizzazione e corrispondenti parametri geometrici ottimizzati (tutte le dimensioni sono in millimetri)*

| $f_{\text{target},i}$<br>[Hz] | $w_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] |                 | $l_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] |                        | $V_{\text{cav}}^{[n]}$ [mm <sup>3</sup> ] |                 |
|-------------------------------|------------------------------|-----------------|------------------------------|------------------------|-------------------------------------------|-----------------|
|                               | Nominal Value                | Optimized Value | Nominal Value                | Nominal Value          | Optimized Value                           | Optimized Value |
| $f_{\text{single}}$           | 2.5                          | 4.3             | 2.5                          | 4.62 × 10 <sup>3</sup> | 1 × 10 <sup>4</sup>                       |                 |
| $f_{\text{dual}}^{[2]}$       | 3.0                          | 4.9             |                              |                        |                                           |                 |



**Fig. 9 – Sound transmission loss of the compact dual resonant panel configuration at normal incidence. The square markers indicate the numerical verification, and the red curves represent the analytical prediction for the proposed dual resonance proposition. The grey curve represents the reference STL values, and the blue curves indicate the optimized response**

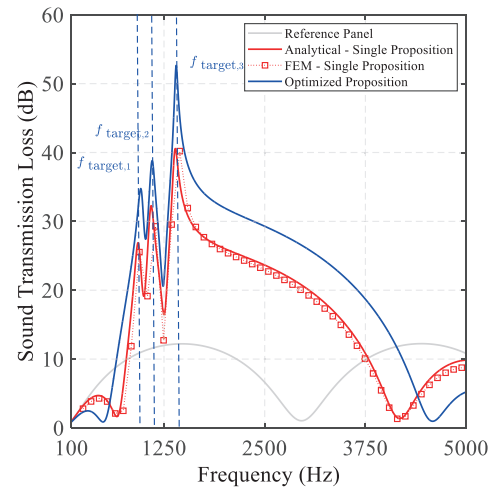
*Perdita di trasmissione sonora della configurazione compatta a doppio pannello risonante ad incidenza normale. I marcatori quadrati indicano la verifica numerica, mentre le curve rosse rappresentano la previsione analitica per la proposta di doppia risonanza. La curva grigia rappresenta i valori STL di riferimento, e le curve blu indicano la risposta ottimizzata*

Finally, Figure 10 illustrates the triple resonance scenario, involving the parallel symmetric association of three distinct local resonances. In this configuration, the width of the first resonator neck,  $w_{\text{neck,triple}}^{[1]} = 2.5$  mm, the second  $w_{\text{neck,triple}}^{[2]} = 3.0$  mm, and the third  $w_{\text{neck,triple}}^{[3]} = 4.0$  mm, are varied, while maintaining the remaining geometric parameters. These variations induce resonance frequencies of  $w_{\text{triple}}^{[1]} = 935$  Hz,  $w_{\text{triple}}^{[2]} = 1095$  Hz, and  $w_{\text{triple}}^{[3]} = 1390$  Hz, respectively. Table 10 summarizes the triple-resonances geometric configuration.

**Tab. 10 – Geometrical parameters of the triple-resonance configuration, optimisation bounds and corresponding optimized geometric parameters. (all dimensions in millimetres)**

*Parametri geometrici della configurazione a tripla risonanza, limiti di ottimizzazione e corrispondenti parametri geometrici ottimizzati (tutte le dimensioni sono in millimetri)*

| $f_{\text{target},i}$<br>[Hz] | $w_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] |                 | $l_{\text{neck}}^{[n]}$ [mm] |                 | $V_{\text{cav}}^{[n]}$ [mm <sup>3</sup> ] |                     |
|-------------------------------|------------------------------|-----------------|------------------------------|-----------------|-------------------------------------------|---------------------|
|                               | Nominal Value                | Optimized Value | Nominal Value                | Optimized Value | Nominal Value                             | Optimized Value     |
| $f_{\text{triple}}^{[1]}$     | 2.5                          | 4.30            |                              | 2.50            |                                           |                     |
| $f_{\text{triple}}^{[2]}$     | 3.0                          | 4.90            | 2.5                          |                 | 4.62 × 10 <sup>3</sup>                    | 1 × 10 <sup>4</sup> |
| $f_{\text{triple}}^{[3]}$     | 4.0                          | 8.80            |                              | 7.50            |                                           |                     |



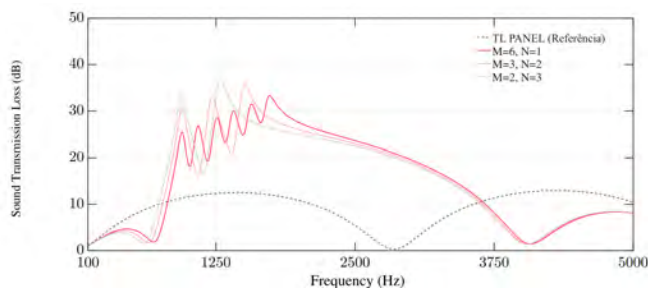
**Fig. 10 – Sound transmission loss of the compact triple resonant panel configuration at normal incidence. The square markers indicate the numerical verification, and the red curves represent the analytical prediction for the proposed AMM. The grey curve represents the reference STL values, and the blue curves indicate the optimised response**

*Perdita di trasmissione sonora della configurazione compatta a triplo pannello risonante ad incidenza normale. I marcatori quadrati indicano la verifica numerica, mentre le curve rosse rappresentano la previsione analitica per il modello analitico proposto. La curva grigia rappresenta i valori di riferimento di perdita di trasmissione sonora (STL), e le curve blu indicano la risposta ottimizzata*

In Figure 10, peak amplitudes of 25 dB, 30 dB, and 38 dB are observed, corresponding to the first, second, and third resonance frequencies, respectively. In a optimized context, upon the introduction of a third target frequency, the blue curve exhibits an additional sound transmission loss (STL)

enhancement exceeding 5 dB at the third resonance, thereby contributing to a further broadening of the effective attenuation bandwidth.

As a preliminary result, Figure 11 presents the predicted sound transmission loss (STL) of the proposed metamaterial, considering a prescribed target frequency range of  $[f_L, f_U] = [800, 1600]$  Hz defined during the optimisation process. A minimum attenuation gap of  $\Delta TL_{\text{target}} = 5$  dB and a minimum frequency spacing of  $\Delta f_{\text{min}} = 200$  Hz were imposed as strict constraints to ensure adequate spectral separation between consecutive resonance peaks, thereby preventing undesired overlap between adjacent resonances. Further details regarding the adopted optimisation procedure and geometrical optimized dimensions can be found in Ref. [28].



**Fig. 11 – Sound Transmission Loss (STL) optimized at the reference resonance frequency for the configuration  $M = 6, N = 1$ .**

**The red curve represents the STL predicted for the optimized AMM, while the dashed black line corresponds to the homogeneous reference panel**

***Perdita di trasmissione del suono (STL) ottimizzata alla frequenza di risonanza di riferimento per la configurazione  $M = 6, N = 1$ .***

***La curva rossa rappresenta la STL prevista per l'AMM ottimizzato, mentre la linea nera tratteggiata corrisponde al pannello di riferimento omogeneo***

In summary, this approach demonstrates the potential of systematically tuning the geometric design parameters to achieve enhanced sound attenuation over an extended target frequency range, thereby supporting an optimisation strategy aimed at maximising STL performance within a prescribed spectral interval. The resulting STL curve clearly illustrates the effectiveness of the proposed optimisation strategy, yielding a smooth and extended attenuation region with peak transmission loss values reaching approximately 20 dB. Although the parameter bounds were intentionally expanded beyond practical manufacturability limits, this procedure serves to highlight the intrinsic capability of the system when geometric constraints are relaxed.

The results demonstrate that the optimal geometric configurations for maximizing sound absorption and sound transmission loss are inherently different. This distinction arises from the underlying physical mechanisms governing each phenomenon. Sound absorption is primarily driven by impedance matching and critical coupling between the resonator system and the surrounding medium, whereas sound transmission loss is dominated by impedance mismatch and reflection mechanisms. Consequently, a configuration optimized for absorption does not necessarily provide optimal transmission loss

performance, and vice versa. The proposed metamaterial panel should therefore be interpreted as a tunable system, where the geometrical parameters can be adjusted to prioritize a specific acoustic objective. This trade-off highlights the potential of the structure for multi-functional acoustic design, where application-specific requirements dictate the optimization strategy.

Overall, these findings support the development of advanced optimisation frameworks specifically tailored to maximise STL performance within predefined spectral ranges, while maintaining a clear pathway towards future manufacturable solutions.

### 4.3 | Architectural possibilities and design implications for building acoustics

Recognizing the substantial limitations associated with translating theoretical concepts into practical, manufacturable solutions at large scale, particularly when transferring laboratory-scale developments to real-world architectural applications, this challenge remains a critical barrier to implementation. This limitation is especially evident in the development of systems that can be integrated into building components without compromising constructability, structural integrity, or essential functional requirements.

This concluding section proposes goes beyond theoretical modelling but discusses the possible practical feasibility of a concept intentionally conceived with real building applications. Such multipurpose behaviour expands the architectural scenarios in which the panel can be applied, including:

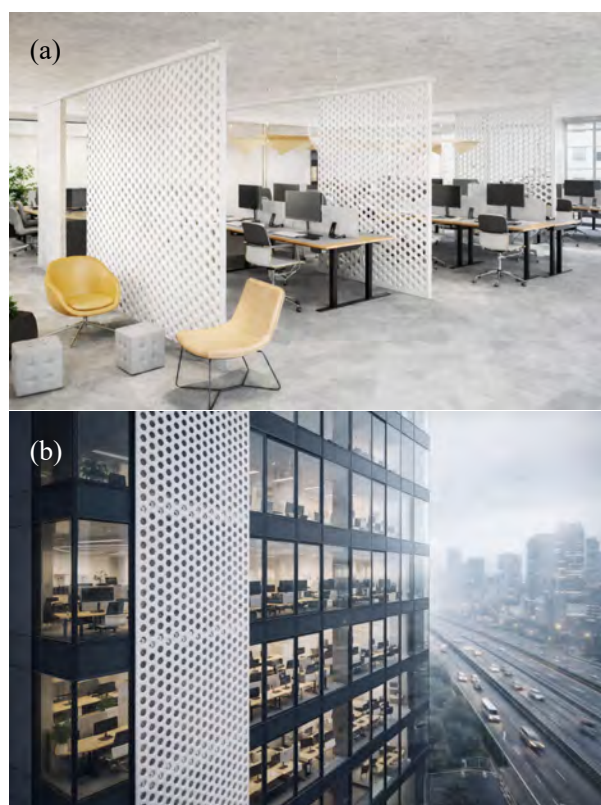
- Reverberant spaces require improved low-frequency modal control.
- Ventilated interior partitions where a balance between absorption and insulation is required.
- Hybrid barrier-absorber systems integrated into building envelopes.

The acoustic performance observed in the present study may be directly associated with objective descriptors commonly used in architectural acoustics.

One of the possible applications is the proposition in internal rooms, as illustrated in Fig. 6(a), where the perfect sound absorption under subwavelength dimensions could promote significant damping and smoother low-frequency decay. These effects influence reverberation parameters such as  $T_{20}$  and  $T_{30}$ , as well as the early-to-late energy ratio distribution [30]. Moreover, improved regulation of early reflections and mitigation of low-frequency modal build-up may enhance clarity indices  $C_{50}$  and  $C_{80}$ , together with definition  $D_{50}$ , especially in environments where excessive low-frequency energy masks transient acoustic information [30,31]. By attenuating noise within critical speech frequency bands, the proposed configuration may contribute to improved signal-to-noise ratios in occupied spaces. This aspect is particularly relevant for the Speech Transmission Index (STI), which is strongly affected by background noise levels and modulation transfer degradation [32].



The significative sound transmission loss capacity can be translated in façade-integrated barriers or ventilated systems, as illustrated in Fig. 6(b). Urban traffic noise is generally characterized by dominant energy content in the low- to mid-frequency range, with a substantial portion of its acoustic energy concentrated in the frequency range between 250 and 2500 Hz [33]. A spectral region in which traditional lightweight façade systems often exhibit limited performance unless substantial mass is introduced. As a result, the AMM can be dimensioned to target dominant traffic noise components without resorting to excessive surface mass or thickness. Furthermore, due to the open-channelled topology of the unit cell, the system preserves passive ventilation capability. This characteristic distinguishes it from conventional sealed barrier façades and aligns with contemporary trends in contemporary façade engineering and modular envelope systems concepts. In which increasingly moves beyond enclosure functions toward multifunctional components that mediate environmental exchanges while satisfying structural and comfort-driven criteria, including thermal, daylighting, and acoustic performance [34].



**Fig. 12 – Illustrative representation of possible architectural applications of the proposed Hexagonal Acoustic Metamaterial.**  
**(a) Ventilated interior partitions where a balance between absorption and insulation is required. (b) Hybrid barrier-absorber systems integrated into building envelopes. Illustrative render “kindly” post-processed by an AI**  
*Rappresentazione illustrativa delle possibili applicazioni architettoniche del metamateriale acustico esagonale proposto.*  
**(a) Partizioni interne ventilate dove è richiesto un equilibrio tra assorbimento e isolamento. (b) Sistemi ibridi barriera-assorbitore integrati negli involucri edilizi. Rendering illustrativo “gentilmente” post-elaborato da un’intelligenza artificiale**

In addition to the objective acoustic performance discussed above, it is important to recognise that the successful integration of such systems into real building environments also depends on human perception and subjective acoustic comfort. Recent studies have highlighted the relevance of combining physical and psychoacoustic descriptors with soundscape-based evaluation methods, enabling a more comprehensive assessment of acoustic metamaterial applications in the built environment. In particular, the use of perceptual indicators such as pleasantness, calmness, and annoyance has been shown to provide meaningful insights into how users experience acoustically modified spaces, which may not be fully captured by traditional metrics such as absorption or transmission loss alone. Furthermore, soundscape-oriented methodologies, including questionnaire-based approaches and psychoacoustic analysis, have demonstrated their potential to bridge the gap between laboratory performance and real-world user experience. Therefore, future developments of the proposed system should consider the integration of perceptual evaluation frameworks, ensuring that the achieved acoustic performance is aligned with occupant comfort, usability, and overall environmental quality [35].

## 5 | Conclusions

The results obtained for the hexagonal acoustic metamaterial, formed by the association of Helmholtz resonators, demonstrate significant potential to evolve into a practical and lightweight solution, capable of operating at subwavelength dimensions and applicable to multiple acoustic contexts. Among its principal advantages, the proposed system was conceived with manufacturability in mind, while allowing the modular association of multiple units. In the context of civil engineering and architectural applications, however, large-scale production remains a critical challenge, primarily due to the limited availability and high cost of additive manufacturing processes when applied to this sector, despite their increasing consolidation in other engineering domains.

By exploiting the phenomenon of multiple coupled resonances combined with the local resonance effects of a simple and well-established acoustic device, namely the Helmholtz resonator, it was possible to develop a complex system capable of producing significant sound absorption responses, exceeding 80% of the incident acoustic energy. Furthermore, a broadband absorption performance of approximately 275Hz (from 325Hz to 600Hz) was achieved, resulting in a promising and efficient acoustic absorber. When considering its ability to interact with incident wavefronts in sound transmission scenarios, the preliminary investigations suggest the potential to extend the attenuation bandwidth to approximately 1200 Hz, with Sound Transmission Loss (STL) peaks reaching values close to 20 dB.

The findings presented herein support the development of optimization methodologies aimed at maximizing the acoustic performance of the system within prescribed spectral ranges. Such strategies may focus either on increas-

ing attenuation levels, enhancing sound absorption capacity, or further extending the effective operational bandwidth of the system. Additionally, experimental validation through full-scale prototypes is strongly recommended, particularly using manufacturing techniques that offer improved cost-effectiveness, such as thermoplastic injection molding. Such investigations would allow a comprehensive assessment of practical manufacturing challenges, structural limitations, and overall feasibility.

In conclusion, although a several challenges remain in the conceptualization and scalability of acoustic metamaterials of this nature, the present study demonstrates the effectiveness of the proposed design, representing a further and meaningful step toward the practical implementation of acoustic metamaterials for noise mitigation purposes. The results provide additional insight into the design of manufacturable acoustic metamaterials and establish a consistent foundation for the development of composite structures suitable for applications in architectural acoustics and civil engineering.

## Conclusioni

I risultati ottenuti per il metamateriale acustico esagonale, formato dall'associazione di risonatori di Helmholtz, dimostrano un potenziale significativo per evolversi in una soluzione pratica e leggera, in grado di operare a dimensioni sub-onda e applicabile a molteplici contesti acustici. Tra i suoi principali vantaggi, il sistema proposto è stato concepito tenendo conto della producibilità, consentendo al contempo l'associazione modulare di più unità. Nel contesto dell'ingegneria civile e delle applicazioni architettoniche, tuttavia, la produzione su larga scala rimane una sfida critica, principalmente a causa della limitata disponibilità e dell'elevato costo dei processi di produzione additiva applicati a questo settore, nonostante il loro crescente consolidamento in altri ambiti ingegneristici.

Sfruttando il fenomeno delle risonanze multiple accoppiate, combinato con gli effetti di risonanza locale di un dispositivo acustico semplice e consolidato, ovvero il risonatore di Helmholtz, è stato possibile sviluppare un sistema complesso in grado di produrre risposte di assorbimento acustico significative, superiori all'80% dell'energia acustica incidente. Inoltre, è stata raggiunta una prestazione di assorbimento a banda larga di circa 275 Hz (da 325 Hz a 600 Hz), dando vita a un assorbitore acustico promettente ed efficiente. Considerando la sua capacità di interagire con i fronti d'onda incidenti in scenari di trasmissione sonora, le indagini preliminari suggeriscono il potenziale per estendere la larghezza di banda di attenuazione a circa 1200 Hz, con picchi di perdita di trasmissione sonora (STL) che raggiungono valori prossimi a 20 dB.

I risultati presentati nel presente documento supportano lo sviluppo di metodologie di ottimizzazione volte a massimizzare le prestazioni acustiche del sistema entro intervalli spettrali prescritti. Tali strategie possono concentrarsi sull'aumento dei livelli di attenuazione, sul miglioramento della capacità di assorbimento acustico o sull'ulteriore estensione della larghezza di banda operativa effettiva del sistema. Inoltre, si raccomanda vivamente la validazione sperimentale tramite prototipi in scala reale, in particolare utilizzando tecniche di produzione che offrano un migliore rapporto costi-benefici, come lo stampaggio a iniezione termoplastico. Tali indagini consentirebbero una valutazione completa delle sfide pratiche di produzione, dei limiti strutturali e della fattibilità complessiva.

In conclusione, sebbene permangano diverse sfide nella concettualizzazione e nella scalabilità di metamateriali acustici di questa natura, il presente studio dimostra l'efficacia del progetto proposto, rappresentando un ulteriore e significativo passo avanti verso l'implementazione pratica di metamateriali acustici per scopi di mitigazione del rumore. I risultati forniscono ulteriori approfondimenti sulla progettazione di metamateriali acustici producibili e stabiliscono una base solida per lo sviluppo di strutture composite adatte ad applicazioni in acustica architettonica e ingegneria civile.

## 6 | Acknowledgements

"This work was supported by FCT/MCTES under the R&D Unit Institute for Sustainability and Innovation in Structural Engineering (ISISE), under the references UID/4029/2025 (<https://doi.org/10.54499/UID/04029/2025>) and UID/PRR/04029/2025 (<https://doi.org/10.54499/UID/PRR/04029/2025>), and under the Associate Laboratory Advanced Production and Intelligent Systems ARISE under reference LA/P/0112/2020 (<https://doi.org/10.54499/LA/P/0112/2020>). The first author also acknowledges all the members of the Acoustics Research Group of the Engineering Department of the University of Ferrara for their support and hospitality during the period in which this research was developed.

## Bibliography

- [1] Doak PE. Excitation, transmission and radiation of sound from source distributions in hard-walled ducts of finite length (II): The effects of duct length. *J Sound Vib* 1973;31:137–74. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(73\)80372-4](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(73)80372-4).
- [2] Tijdeman H. On the propagation of sound waves in cylindrical tubes. *J Sound Vib* 1975;39:1–33. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(75\)80206-9](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(75)80206-9).
- [3] Zhang X, Qu Z, Wang H. iScience II Engineering Acoustic Metamaterials for Sound Absorption: From Uniform to Gradient Structures. *iScience* 2020;23:101110. <https://doi.org/10.1016/j.isci.2020.101110>.
- [4] Kumar S, Lee HP. Recent Advances in Active Acoustic Metamaterials Recent Advances in Active Acoustic Metamaterials 2020. <https://doi.org/10.1142/S1758825119500819>.
- [5] Yu X, Lu Z, Liu T, Cheng L, Zhu J, Cui F. Sound transmission through a periodic acoustic metamaterial grating. *J Sound Vib* 2019;449:140–56. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.02.042>.
- [6] Akl W, Baz A. Active control of the dynamic density of acoustic metamaterials. *Applied Acoustics* 2021;178:108001. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108001>.
- [7] 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>.
- [8] Cox T, D'Antonio P. Acoustic Absorbers and Diffusers. CRC Press; 2016. <https://doi.org/10.1201/9781315369211>.
- [9] Zieliński TG, Dauchez N, Boutin T, Leturia M, Wilkinson A, Chevillotte F, et al. Taking advantage of a 3D printing imperfection in the development of sound-absorbing materials.



- Applied Acoustics 2022;197. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2022.108941>.
- [10] Zieliński TG, Chevillotte F, Deckers E. Sound absorption of plates with micro-slits backed with air cavities: Analytical estimations, numerical calculations and experimental validations. *Applied Acoustics* 2019;146:261–79. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.11.026>.
- [11] 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>.
- [12] Červenka M, Bednařík M. Optimized compact wideband reactive silencers with annular resonators. *J Sound Vib* 2020;484. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115497>.
- [13] Lee SH, Park CM, Seo YM, Wang ZG, Kim CK. Acoustic metamaterial with negative modulus. *Journal of Physics Condensed Matter* 2009;21. <https://doi.org/10.1088/0953-8984/21/17/175704>.
- [14] Lan J, Li Y, Yu H, Li B, Liu X. Nonlinear effects in acoustic metamaterial based on a cylindrical pipe with ordered Helmholtz resonators. *Phys Lett A* 2017;381:1111–7. <https://doi.org/10.1016/j.physleta.2017.01.036>.
- [15] Jena DP, Dandsena J, Jayakumari VG. Demonstration of effective acoustic properties of different configurations of Helmholtz resonators. *Applied Acoustics* 2019;155:371–82. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.06.004>.
- [16] Jiménez N, Romero-García V, Pagneux V, Groby JP. Rainbow-trapping absorbers: Broadband, perfect and asymmetric sound absorption by subwavelength panels for transmission problems. *Sci Rep* 2017;7:1–12. <https://doi.org/10.1038/s41598-017-13706-4>.
- [17] Jiménez N, Cox TJ, Vicent R, Groby J. Metadiffusers: Deep-subwavelength sound diffusers 2017. <https://doi.org/10.1038/s41598-017-05710-5>.
- [18] Kumar S, Xiang TB, Lee HP. Ventilated acoustic metamaterial window panels for simultaneous noise shielding and air circulation. *Applied Acoustics* 2020;159:107088. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.107088>.
- [19] Kim SH, Lee SH. Air transparent soundproof window. *AIP Adv* 2014;4. <https://doi.org/10.1063/1.4902155>.
- [20] Arjunan A, Baroutaji A, Robinson J, Vance A, Arafat A. Acoustic metamaterials for sound absorption and insulation in buildings. *Build Environ* 2024;251. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2024.111250>.
- [21] Rubino C, Liuzzi S, Fusaro G, Martellotta F, Scrosati C, Garai M. Balancing ventilation and sound insulation in windows by means of metamaterials: A review of the state of the art. *Build Environ* 2025;275. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2025.112780>.
- [22] Ramos D, Pompoli F, Marescotti C, Godinho L, Amado-Mendes P, Mareze P. Modelling the effective sound propagation properties of a hexagonal acoustic metamaterial using a dissipative equivalent-fluid approach under different termination conditions. *J Sound Vib* 2025;598. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2024.118855>.
- [23] Dell A, Krynkina A, Horoshenkov K V. The use of the transfer matrix method to predict the effective fluid properties of acoustical systems. *Applied Acoustics* 2021;182:108259. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108259>.
- [24] Jiménez N, Groby JP, Romero-García V. The Transfer Matrix Method in Acoustics: Modelling One-Dimensional Acoustic Systems, Phononic Crystals and Acoustic Metamaterials. vol. 143. Springer International Publishing; 2021. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-84300-7\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-030-84300-7_4).
- [25] ISO. 10534-2:1998 Acoustics, Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes — Part 2: Transfer-function method 1998;1998.
- [26] ASTM E2611. Standard Test Method for Measurement of Normal Incidence Sound Transmission of Acoustical Materials Based on the Transfer Matrix Method. ASTM International 2009:1–14. <https://doi.org/10.1520/E2611-09.2>.
- [27] Ramos D, Godinho L, Amado-Mendes P, Mareze P. Broadband low-frequency bidimensional honeycomb lattice metastructure based on the coupling of subwavelength resonators. *Applied Acoustics* 2022;199. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2022.109038>.
- [28] Riccelli Del Teto Ramos D, Luís Manuel Cortesão Godinho P, Paulo Jorge Rodrigues Amado-Mendes P, Paulo Henrique Mareze P. STUDY AND DEVELOPMENT OF ACOUSTIC SOLUTIONS BASED ON ACOUSTIC METAMATERIAL CONCEPTS FOR THE CORRECTION OF VENTILATED ELEMENTS ON BUILDING FACADES. n.d.
- [29] Fusaro G, Barbaresi L, Cingolani M, Garai M, Ida E, Prato A, et al. Investigation of the impact of additive manufacturing techniques on the acoustic performance of a coiled-up resonator. *J Acoust Soc Am* 2023;153:2921. <https://doi.org/10.1121/10.0019474>.
- [30] Kuttruff H. Room Acoustics. CRC Press; 2002. <https://doi.org/10.1201/9781482286632>.
- [31] Barron M. The subjective effects of first reflections in concert halls—The need for lateral reflections. *J Sound Vib* 1971;15:475–94. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(71\)90406-8](https://doi.org/10.1016/0022-460X(71)90406-8).
- [32] Hou B, Wang L, Zeng Q, Mo J, Zhao W. Optimization strategies for enhancing speech intelligibility in underground platform public address systems. *Build Environ* 2025;280:113107. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2025.113107>.
- [33] De Salis MHF, Oldham DJ, Sharples S. Noise control strategies for naturally ventilated buildings. *Build Environ* 2002;37:471–84. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00047-6](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00047-6).
- [34] Fusaro G, Kang J, Chang WS. Effective soundscape characterisation of an acoustic metamaterial based window: A comparison between laboratory and online methods. *Applied Acoustics* 2022;193. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2022.108754>.
- [35] Böke J, Knaack U, Hemmerling M. State-of-the-art of intelligent building envelopes in the context of intelligent technical systems. *Intelligent Buildings International* 2019;11:27–45. <https://doi.org/10.1080/17508975.2018.1447437>.

# Barriera acustica a Cristalli Sonici a doppio regime basata su dispersori asimmetrici multirisonanti<sup>1</sup>

David Ramírez-Solana<sup>a,b,\*</sup> | Agostino Marcello Mangini<sup>a</sup> | Javier Redondo<sup>b</sup> | Maria Pia Fanti<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Dipartimento di Ingegneria Elettrica e dell'Informazione, Politecnico di Bari, Via Orabona, 4, 70125 Bari

<sup>b</sup> Instituto de Investigación para la Gestión Integrada de Zonas Costeras, Universitat Politècnica de València, C. Paranimf, 1, 46730 Gandía

\* Autore di riferimento:  
d.ramirezsolana@gmail.com

**Ricevuto:** 8/3/2026

**Accettato:** 22/4/2026

**DOI:** 10.3280/ria2026oa22146

**ISSN:** 2385-2615

Le barriere antirumore a Cristalli Sonici (SCNB) basate su Cristalli Sonici (SC) con risonatori di Helmholtz (HR) permettono di ottenere bande di isolamento aggiuntive rispetto ai soli bandgap di Bragg (Bragg-BG). Tuttavia, l'introduzione di HR non garantisce sempre un incremento dell'attenuazione. L'interazione tra Bragg-BG e bandgap da risonanza locale (HR-BG) dipende in modo critico dal rapporto tra la frequenza di risonanza locale e la frequenza di Bragg ( $f_{HR}$  rispetto a  $f_{Bragg}$ ) e dall'allineamento dei colli dei risonatori rispetto all'onda incidente ( $0^\circ$  e  $90^\circ$ ). In questo lavoro si propone una SCNB a doppio regime basata su dispersori asimmetrici multirisonanti, che integrano due HR ortogonali con cavità accoppiate. La risposta è studiata mediante modelli FEM 2D sia in configurazione periodica (diagramma di banda) sia in configurazione finita (trasmissione), con particolare attenzione all'Insertion Loss (IL) nell'intervallo 500-2500 Hz. Poiché la sintonizzazione analitica è limitata dalla geometria irregolare delle cavità, l'ottimizzazione multiobiettivo regola i parametri geometrici per collocare e rendere complementari le bande di attenuazione nelle due orientazioni. La validazione sperimentale su prototipo stampato in 3D, mediante misure in camera anecoica con scansione robotizzata del campo acustico, conferma l'aumento di IL e il comportamento a doppio regime ottenuto mediante rotazione dei dispersori.

**Parole chiave:** metamateriali acustici, risonatori di Helmholtz, ottimizzazione multiobiettivo, stampa 3D

## Dual-Regime Sonic Crystal acoustic barrier based on multiresonant asymmetric scatterers

Sonic Crystal Noise Barriers (SCNB) based on Sonic Crystals (SC) with Helmholtz Resonators (HR) can provide additional insulation bands beyond the Bragg bandgap (Bragg-BG). Yet adding HR does not always increase attenuation. The interaction between Bragg-BG and the local-resonance bandgap (HR-BG) is strongly governed by the relative position of the local resonance with respect to Bragg, ( $f_{HR}$  versus  $f_{Bragg}$ ), and by the alignment of the resonator necks with the incident wave ( $0^\circ$  and  $90^\circ$ ). This work investigates a dual-regime SCNB built from multiresonant asymmetric scatterers. Each scatterer integrates two orthogonal HR with coupled cavities. The acoustic response is obtained using 2D FEM models. Both periodic analyses (band structure) and finite arrangements (transmission) are considered. The focus is the Insertion Loss (IL) in the 500-2500 Hz range. Analytical tuning is hindered by the irregular cavity geometry. Therefore, a multiobjective optimisation is employed to adjust geometric parameters. The aim is to place the relevant attenuation ranges and make them complementary for the two orthogonal orientations. Experimental validation is performed on a 3D-printed prototype. Measurements are carried out in an anechoic chamber using a robotic acoustic-field scan behind the barrier. The results confirm an increased IL and a dual-regime behaviour achieved through a  $90^\circ$  rotation of the scatterers.

**Keywords:** acoustic metamaterials, Helmholtz resonators, multiobjective optimization, 3D printing.

## 1 | Introduzione

I metamateriali acustici sono strutture ingegnerizzate che permettono di manipolare la propagazione delle onde sonore me-

diante un controllo geometrico della risposta efficace del mezzo [1,2]. Una classe particolarmente rilevante è costituita dai cristalli sonici (SCs), cioè array periodici di dispersori immersi in un mezzo ospite, tipicamente l'aria [3,4]. In tali sistemi, la periodicità spaziale produce intervalli di frequenza nei quali la propagazione delle onde è inibita. Questi intervalli sono comunemente indicati come bandgap (BG) e sono associati, in

<sup>1</sup> Vincitore *ex aequo* del premio "Gino G. Sacerdote" edizione 2026.

prima approssimazione, a fenomeni di dispersione multipla e interferenza distruttiva di tipo Bragg [5].

Per una rete quadrata con incidenza normale, la frequenza centrale del primo BG di Bragg (Bragg-BG) è legata al parametro reticolare ( $a$ ) e alla velocità del suono ( $c$ ):  $f_{\text{Bragg}} = c/2a$  [6]. Questo meccanismo, pur essendo robusto, impone un vincolo diretto tra frequenza di lavoro e dimensioni geometriche della struttura. Di conseguenza, per operare a bassa frequenza, i SCs classici richiedono dimensioni relativamente grandi. Per superare tale limite, una strategia consolidata consiste nell'integrare risonatori locali, in particolare risonatori di Helmholtz (HR) [7], all'interno dei dispersori. In questo modo è possibile introdurre BG aggiuntivi (HR-BG) a frequenze inferiori alla frequenza di Bragg, cioè in Regime di sub-lunghezza d'onda. I HR-BGs possono anche essere utilizzati per complementare l'intervallo di frequenza di isolamento mediante HRs sintonizzati al di sopra del limite del primo Bragg-BG.

L'accoppiamento tra Bragg-BG e HR-BG rappresenta un meccanismo fisico di grande interesse, poiché consente una progettazione più flessibile della risposta in trasmissione [8-11]. In particolare, la posizione delle risonanze locali dipende dalla geometria del collo e della cavità dei risonatori di Helmholtz, mentre il Bragg-BG dipende principalmente dalla periodicità della cella unitaria. Questo permette di intervenire su diversi parametri geometrici per controllare la risposta del sistema in intervalli di frequenza distinti.

Tuttavia, è opportuno precisare che l'aggiunta di nuovi HR-BG non comporta sempre un effetto positivo sull'attenuazione prodotta dalla struttura SC risonante. Nel loro impiego come barriere acustiche, le barriere acustiche di cristalli sonici (SCNB [12-15]) con HR mirano non solo ad aumentare l'intervallo di frequenza in cui si ottiene isolamento acustico, ma anche a non ridurre né in ampiezza di banda né in livello (dB) l'isolamento che uno SC privo di risonatori è in grado di garantire. Per questo motivo è essenziale comprendere l'interazione tra la frequenza di risonanza degli HR ( $f_{\text{HR}}$ ) e la frequenza caratteristica di Bragg ( $f_{\text{Bragg}}$ ), nonché il modo in cui tale relazione influenza il Bragg-BG e l'HR-BG. Studi precedenti hanno evidenziato che l'orientazione della bocca del risonatore rispetto all'onda incidente, tipicamente a  $0^\circ$  o  $90^\circ$ , è un aspetto determinante per ottenere un incremento dell'isolamento acustico indotto dal Bragg-BG, sia in termini di estensione in frequenza sia di livello in dB [9,16,17]. Di conseguenza, queste considerazioni costituiscono la premessa del progetto iniziale e definiscono i vincoli adottati nella procedura di ottimizzazione.

Nonostante l'ampia letteratura sui metamateriali acustici e sui SCs risonanti, molte configurazioni proposte hanno una risposta statica oppure richiedono meccanismi di tuning complessi [18-21]. In numerosi casi, i dispositivi sono progettati per una funzione specifica in una banda fissa, con limitata riconfigurabilità o un meccanismo troppo complesso.

In questo contesto, una configurazione con dispersori asimmetrici multirisonanti consente di ottenere un comportamento di commutazione passiva dipendente dall'orientazione. Ciascun dispersore integra due risonatori di Helmholtz con cavità differenti e aperture orientate ortogonalmente. La ro-

tazione di  $90^\circ$  dell'intero SC modifica l'allineamento tra l'onda incidente e i risonatori, alterando l'interazione tra risonanze locali e Bragg-BG. In questo modo la struttura può presentare bande di trasmissione complementari nelle due configurazioni ortogonali, con una funzione equivalente a una barriera acustica sintonizzabile [20,22].

Un elemento importante di questa configurazione è la semplicità costruttiva. I dispersori possono essere realizzati come cilindri cavi con una parete interna inclinata che divide il volume in due cavità, senza richiedere geometrie complesse o componenti attivi. Questa caratteristica rende il dispositivo particolarmente adatto alla fabbricazione additiva mediante stampa 3D. L'uso della stampa 3D permette inoltre di realizzare rapidamente prototipi, controllare in modo accurato la geometria e validare sperimentalmente il comportamento della struttura. Questa semplicità facilita il processo di produzione di questi metamateriali nella loro applicazione come barriere per il traffico.

Per migliorare quantitativamente la prestazione di commutazione, la sola scelta geometrica iniziale non è sufficiente. È necessario un processo sistematico di ottimizzazione che tenga conto del fatto che il dispositivo deve soddisfare due requisiti simultanei: elevata attenuazione sia in una orientazione sia nella configurazione ortogonale, in intervalli di frequenza complementari. Questo porta naturalmente a una formulazione multiobiettivo (MO) del problema.

Lo scopo di questo lavoro è presentare in modo integrato la progettazione, l'ottimizzazione e la validazione sperimentale di una barriera acustica sintonizzabile basato su dispersori asimmetrici multirisonanti. L'analisi include lo studio del diagramma di banda, la simulazione della trasmissione per una struttura finita, la fabbricazione del prototipo mediante stampa 3D e la caratterizzazione sperimentale in camera anecoica tramite scansione robotizzata del campo acustico. Particolare attenzione è dedicata al confronto tra risultati numerici e sperimentali per il parametro di isolamento acustico delle barriere, l'*insertion loss*, nonché alla distribuzione spaziale della risposta acustica in una regione di misura estesa dietro il SC.

## 2 | Materiali e metodi

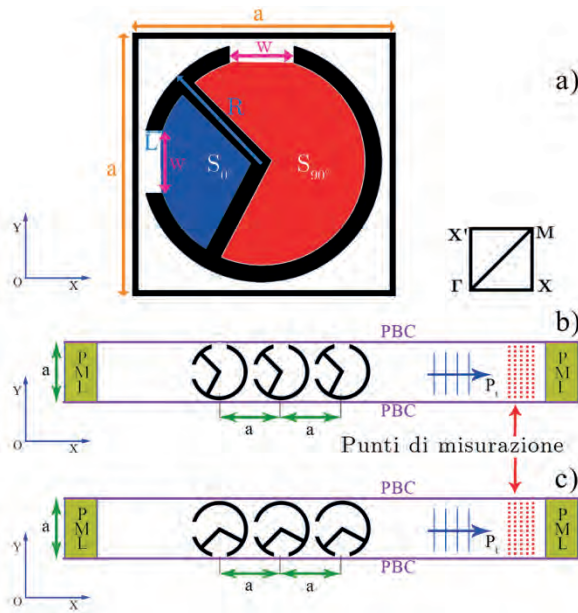
Lo sviluppo e la validazione di soluzioni innovative per la riduzione del rumore richiedono spesso molto tempo, risorse di laboratorio specifiche e costi elevati. Lo spazio di modifica è ridotto finché non viene fabbricato un nuovo prototipo. Per superare questi limiti, la comunità scientifica ha sviluppato e validato diversi algoritmi numerici per valutare la prestazione acustica di nuovi dispositivi. È cruciale prevedere accuratamente le proprietà acustiche prima della fabbricazione. Queste tecniche hanno contribuito al progresso della tecnologia acustica e, in particolare, allo sviluppo di nuovi materiali periodici come gli SCs. Le tecniche di simulazione numerica, combinate con strategie di ottimizzazione, sono strumenti efficienti di progettazione che permettono di sviluppare dispositivi con prestazioni migliori e nuove funzionalità [23,24].

La periodicità e le simmetrie degli SCs consentono di semplificare il calcolo del modello e ottenere un'approssimazione accurata di domini estesi. Per esempio, la valutazione dell'isolamento in tratti lunghi come autostrade o ferrovie. Negli ultimi anni sono stati usati vari metodi di simulazione per valutare l'efficacia di strutture periodiche in acustica. Nel presente lavoro si usano tecniche a discretizzazione del dominio per le simulazioni numeriche.

## 2.1 | Modello numerico

Si considera uno SC bidimensionale. È costituito da un insieme di HRs distribuiti in una rete periodica quadrata infinita di Bravais [25]. La Fig. 1a mostra la cella unitaria del sistema periodico bidimensionale. La cella è definita da un dispersore con raggio esterno  $R$  e due HRs interni. Le condizioni periodiche al contorno sono impostate sui bordi  $X$  e  $Y$ . In questo modo lo SC infinito è definito da una struttura periodica con rete quadrata e parametro reticolare costante ( $a$ ). La cella unitaria definisce anche la zona di Brillouin irriducibile nello spazio reciproco [26].

Il parametro reticolare è fissato a  $a = 0.12$  m. Questa scelta porta la frequenza caratteristica di Bragg a  $f_{\text{Bragg}} = 1400$  Hz, nella regione di interesse per il controllo del rumore in bassa e media frequenza. La risposta del sistema è analizzata nell'intervallo 500-2500 Hz, che include sia le risonanze locali dei HR sia il primo Bragg-BG di Bragg e le sue interazioni con i modi locali.



**Fig. 1 – a) Cella unitaria del dispersore bidimensionale con HR, che forma il sistema periodico che definisce lo SC e la zona di Brillouin irriducibile della rete quadrata basata sulla teoria di Bloch Floquet per il calcolo della struttura a bande. Modelli numerici della SCNB con tre file di dispersori per la valutazione della IL con, b) allineamento 0° e c) allineamento 90° degli HRs**

*(a) Unit cell of the two-dimensional scatterer with Helmholtz resonators, forming the periodic system that defines the sonic crystal and the irreducible Brillouin zone of the square lattice based on Bloch Floquet theory for band-structure calculations. Numerical models of the SCNB with three rows of scatterers for the evaluation of insertion loss with (b) 0° alignment and (c) 90° alignment of the HRs*

Le due configurazioni operative del dispositivo sono definite dalla rotazione di 90° dei dispersori. Nella configurazione 0°, il risonatore con cavità più piccola ( $S_0$ ) è orientato verso la direzione dell'onda incidente. Nella configurazione 90°, verso l'onda incidente è orientato il risonatore con cavità più grande ( $S_{90}$ ). Questa differenza geometrica modifica l'accoppiamento tra i modi locali e il campo incidente e produce risposte in trasmissione differenti nelle due configurazioni ortogonali.

I HRs sono caratterizzati dalla lunghezza del collo  $L$ , dalla larghezza della bocca  $w$  e dall'area della superficie interna  $S$ , ( $S_0$  o  $S_{90}$ ). La prima frequenza di risonanza del HR è:

$$f_{HR} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{w}{(L + \Delta \frac{w}{2})S'}} \quad (1)$$

dove  $\Delta$  è il fattore di correzione per la lunghezza del collo. Tiene conto degli effetti della giunzione collo-cavità dovuti a un cambiamento improvviso nelle sezioni circolari. È tipicamente compreso tra 1.6 e 1.8 [27].

Tuttavia, a causa della forma irregolare del nostro progetto, le superfici  $S_0$  e  $S_{90}$  e il loro accoppiamento con i colli richiedono un fattore di correzione molto maggiore e di valore sconosciuto, che rende difficile la sintonizzazione analitica degli HRs. Per questo motivo si utilizzano direttamente modelli FEM 2D per ottenere la loro risposta in frequenza.

L'analisi numerica è stata svolta considerando sia il problema periodico della cella unitaria, utile per il calcolo del diagramma di banda, sia un modello di trasmissione con struttura finita, utile per confronti numerici e sperimentali.

Per il calcolo della struttura a bande si utilizza la cella unitaria con condizioni periodiche di Floquet lungo le direzioni della cella unitaria [28]. In questa configurazione, i BG completi sono identificati considerando tutte le direzioni di propagazione nella prima zona di Brillouin, mentre i BG direzionali sono analizzati separatamente per le due orientazioni associate alle configurazioni 0° e 90°.

Per la simulazione della trasmissione si considera una struttura a tre file di dispersori lungo la direzione di propagazione  $X$ , con periodicità lungo  $Y$ . L'onda incidente è modellata come onda piana armonica. Alle estremità del dominio lungo  $X$  sono introdotti strati perfettamente adattati (PML), in modo da assorbire le onde uscenti ed eliminare riflessioni numeriche spurie.

Nei due modelli di trasmissione, l'area di riempimento della cella unitaria è  $ff = \pi(R/a)^2 = 0.4$ . Il modello geometrico delle SCNBs e la cella unitaria hanno la stessa topologia. Una struttura bidimensionale quadrata e periodica.

Un'onda piana incidente di frequenza  $f$  e pressione acustica  $p_i$  si propaga lungo  $X$  da sinistra a destra. È allineata con la bocca dell'HR con cavità più piccola ( $S_0$ ) in Fig. 1b. È perpendicolare alla bocca in Fig. 1c. Questi casi sono indicati come allineamenti 0° e 90°.

La trasmissione del sistema è analizzata nei punti di misurazione lungo l'asse  $X$  ad una distanza di 1 m dallo SC. Si valuta il coefficiente di trasmissione  $\tau$  definito da:

$$\tau = \frac{(p_{t-con})^2}{(p_{t-senza})^2} \quad (2)$$



dove  $\langle \cdot \rangle$  indica la media sia della pressione incidente al quadrato sia della pressione trasmessa al quadrato nei punti di valutazione. La terminologia  $p_{t-con}$  si riferisce alla pressione misurata quando lo SC è inserito nel modello, mentre  $p_{t-senza}$  si riferisce alla misura effettuata in assenza dello SC. Da  $\tau$  si ricava l'equazione dell'*Insertion Loss* (IL) in decibel:

$$IL = -10 \log_{10}(\tau) \text{ [dB]} \quad (3)$$

che indica come il livello di pressione sonora nei punti di valutazione cambia quando la SCNB è posizionata sul percorso acustico dell'onda incidente.

L'effetto dell'interferenza dovuta alla dispersione multipla riduce significativamente la trasmissione di una SCNB nei BGs e aumenta l'isolamento. In generale, questo fenomeno si applica non solo al Bragg-BG, ma anche all'HR-BG. Nel modello proposto, i dispersori hanno due risonatori locali di tipo HR. In funzione delle frequenze centrali e della larghezza dei BGs, Bragg-BG e HR-BG possono sovrapporsi. Questo porta a un diverso tipo di interazione tra i fenomeni.

## 2.2 | Ottimizzazione per regolare gli intervalli di frequenza

In questa sezione si introduce una procedura di ottimizzazione multiobiettivo (MO) per regolare gli intervalli di frequenza in cui la barriera presenta attenuazione. La procedura bilancia obiettivi in parte in conflitto. Un approccio multiobiettivo è particolarmente appropriato perché la prestazione del dispositivo non può essere descritta in modo completo da una sola metrica. Una metrica basata solo sul contrasto tra le trasmissioni può saturare in alcuni casi e perdere sensibilità rispetto al valore assoluto della trasmissione. Per questo motivo è utile introdurre una seconda metrica che misuri direttamente la differenza assoluta tra le due risposte in trasmissione. L'ottimizzazione simultanea di queste due quantità consente di selezionare geometrie con un comportamento di commutazione più robusto e fisicamente significativo.

Il risultato sperato è mantenere un livello di isolamento acustico elevato nelle bande desiderate. Il risultato è un insieme di soluzioni di compromesso, ovvero un fronte di Pareto (PF). Ogni soluzione corrisponde a una geometria specifica dei dispersori risonanti. Un miglioramento di una prestazione può degradarne un'altra. Per questo non esiste una singola soluzione ottima. Si ottiene un insieme di soluzioni non dominate.

Formalmente, il problema è definito come:  $\min J(x) = [J_1(x), J_2(x), \dots, J_M(x)]$ , soggetto a  $x \in Sp$ , dove  $\{x\}$  è il vettore delle variabili decisionali che definiscono la geometria dello SC.  $J_i(x)$  sono le funzioni obiettivo.  $Sp$  è lo spazio ammissibile vincolato da limiti fisici e di fabbricabilità.

In questo studio,  $x = [x_1, x_2, x_3]$  contiene tre parametri geometrici: le larghezze dei colli degli HRs ad alta e bassa frequenza ( $x_1, x_2$ ), e l'angolo della parete interna di separazione ( $x_3$ ) che divide le due cavità nel dispersore. Questi parametri determinano le frequenze di risonanza locali dei due HRs e in-

fluenzano direttamente la posizione e l'interazione tra Bragg-BG e LR-BG.

Un concetto chiave è la dominanza di Pareto. Un progetto  $x_1$  domina  $x_2$  se non è peggiore in tutti gli obiettivi e migliore in almeno uno. L'insieme delle soluzioni non dominate è il set di Pareto  $P$ . Il set dei valori obiettivo associati è il fronte di Pareto (PF).

Fisicamente, l'ottimizzazione esplora come piccole modifiche nelle geometrie dei colli e nell'angolo della parete interna modificano le frequenze locali e l'accoppiamento con Bragg-BG. L'algoritmo cerca configurazioni in cui gli intervalli di forte attenuazione in una orientazione completano quelli di alta attenuazione nell'orientazione perpendicolare. Lo scopo è massimizzare il contrasto di commutazione per poter distribuire l'energia acustica dell'isolamento negli intervalli di frequenza sotto studio.

Il metodo selezionato è basato su un algoritmo genetico multiobiettivo  $\epsilon$ -variabile ( $\epsilon$ v-MOGA). È un approccio evolutivo elitista. Introduce il concetto di  $\epsilon$ -dominanza per migliorare convergenza e diversità sul fronte di Pareto mantenendo un basso costo computazionale. Lo spazio degli obiettivi è discretizzato in una griglia di box. È conservata una sola soluzione non dominata per box. Se due soluzioni cadono nello stesso box, si mantiene quella più vicina al centro. Questo evita individui ridondanti e garantisce una distribuzione uniforme della soluzione  $\epsilon$ -Pareto senza clustering addizionale.

L'ottimizzazione della geometria è formulata come problema multiobiettivo. L'obiettivo generale è massimizzare la prestazione di commutazione del dispositivo nell'intervallo 500-2500 Hz, ottenendo valori di isolamento elevati sia in una orientazione che nell'altra, con comportamento complementare nei due intervalli di frequenza.

## 2.3 | Geometria dei dispersori multirisonanti

Ogni dispersore è costituito da un cilindro con due aperture ortogonali e una parete interna inclinata che divide la cavità in due volumi distinti. In questo modo si ottengono due risonatori di Helmholtz integrati nello stesso dispersore, con frequenze di risonanza differenti. La multirisonanza è quindi ottenuta in una geometria compatta e meccanicamente semplice.

La risposta del dispersore dipende principalmente da tre parametri geometrici: la larghezza del collo del risonatore ad alta frequenza, la larghezza del collo del risonatore a bassa frequenza e l'angolo della parete interna di separazione. Questi parametri determinano il volume efficace delle cavità, la massa acustica dei colli e, di conseguenza, le frequenze di risonanza locali.

La scelta della geometria di partenza è basata sulla condizione fisica secondo cui il risonatore con frequenza di risonanza locale superiore alla frequenza di Bragg deve essere associato alla configurazione 0°, mentre il risonatore con frequenza di risonanza locale inferiore alla frequenza di Bragg deve essere associato alla configurazione 90°. Questa scelta favorisce una distribuzione complementare dei BG e delle bande passanti nelle due orientazioni.



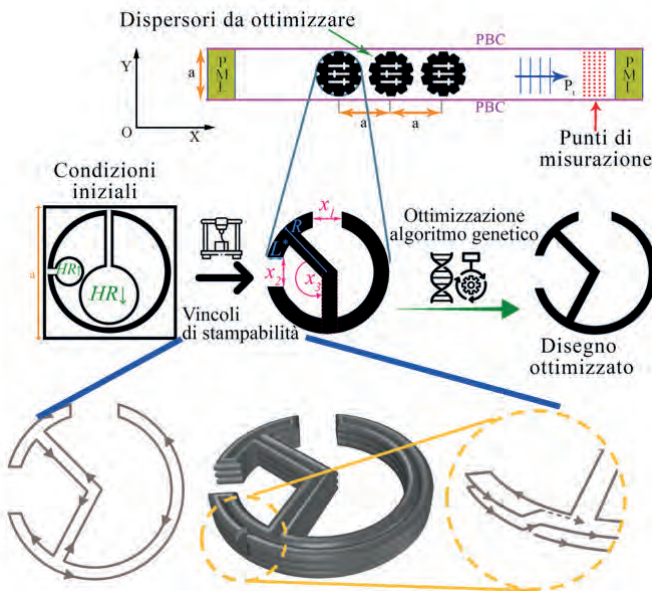
## 2.4 | Ottimizzazione

Per quantificare la prestazione di commutazione si impiegano due metriche. La prima è il *Contrast Ratio CR*, che misura il contrasto tra i coefficienti di trasmissione ( $\tau$ ) delle due configurazioni ortogonali. La seconda è la differenza assoluta  $|\text{Diff}|$  tra i coefficienti di trasmissione, introdotta per mantenere sensibilità anche nei casi in cui il CR tende a saturare. Per una spiegazione più dettagliata del processo di ottimizzazione e della selezione di queste funzioni obiettivo, il lettore può fare riferimento a Ramirez-Solana et al. [29].

Poiché l'algoritmo genetico opera come minimizzatore, le metriche sono riformulate come funzioni costo:

- $J_1 = 1 - \text{CR}$ ;
- $J_2 = 1 - |\text{Diff}|$ .

Le funzioni costo sono valutate sull'intero intervallo di frequenza di interesse e rappresentate mediante valori medi, così da associare a ogni individuo un unico punto nello spazio degli obiettivi.



**Fig. 2 – La parte superiore mostra il modello FEM 2D dello SC con 3 file di dispersori da ottimizzare mediante l'algoritmo ev-MOGA. Nella parte inferiore, è mostrato un diagramma di flusso che illustra i principali passaggi del processo di ottimizzazione dello SC multirisonanti. Il diagramma riporta lo schema del progetto iniziale degli individui, i parametri di ottimizzazione e il progetto finale ottimizzato. Nella parte inferiore anche si mostra il percorso continuo dell'estrusore (sinistra), immagine digitale di più strati sovrapposti (centro) e zoom sul percorso utensile durante la transizione tra strati, con flusso continuo, da uno strato all'altro (destra)**

*The upper part shows the 2D FEM model of the sonic crystal with three rows of scatterers optimised using the ev-MOGA algorithm. The lower part presents a flowchart illustrating the main stages of the optimisation process for the multiresonant sonic crystal. The diagram includes the initial individual design, the optimisation parameters and the final optimised configuration. The lower section also shows the continuous extrusion path (left), a digital image of several superimposed layers (centre), and a close-up of the toolpath during the transition between layers with continuous extrusion (right)*

Il problema è risolto con un algoritmo genetico multi-obiettivo basato su  $\epsilon$ -dominanza. L'algoritmo conserva una popolazione di individui e genera nuove soluzioni mediante operatori evolutivi, selezionando progressivamente le geometrie non dominate. La discretizzazione dello spazio degli obiettivi in celle  $\epsilon$  consente di limitare la ridondanza e di mantenere una distribuzione uniforme delle soluzioni sul fronte di Pareto.

Nel processo considerato, l'ottimizzazione è eseguita con una popolazione di 200 individui e 350 generazioni. Il risultato è un fronte di Pareto da cui viene selezionata una geometria finale sulla base del compromesso tra  $J_1$  e  $J_2$ , privilegiando il miglioramento della metrica più restrittiva.

La Tab. 1 riassume le tre variabili decisionali utilizzate nell'ottimizzazione: le larghezze dei colli degli HR di  $0^\circ$  e  $90^\circ$  ( $x_1$  e  $x_2$ ) e l'angolo interno di separazione ( $x_3$ ). Ogni parametro è associato alle variabili decisionali ed è normalizzato nell'intervallo  $[0, 1]$ , al fine di garantire uno spazio di ricerca compatto e una scala coerente tra le variabili di progetto. Le larghezze dei colli sono limitate da vincoli di stampabilità (minimo due passaggi dell'ugello, cioè  $x_i \geq 0.006$  m) e da un limite superiore che mantiene una chiara distinzione geometrica tra collo e cavità. L'angolo del separatore è vincolato per evitare sovrapposizioni con ciascuna apertura: il limite inferiore impedisce il contatto con il collo a  $0^\circ$ , mentre il limite superiore evita l'intrusione nell'apertura a  $90^\circ$ . Queste restrizioni garantiscono che tutte le geometrie candidate siano fabbricabili e fisicamente realizzabili durante l'intero processo di ottimizzazione.

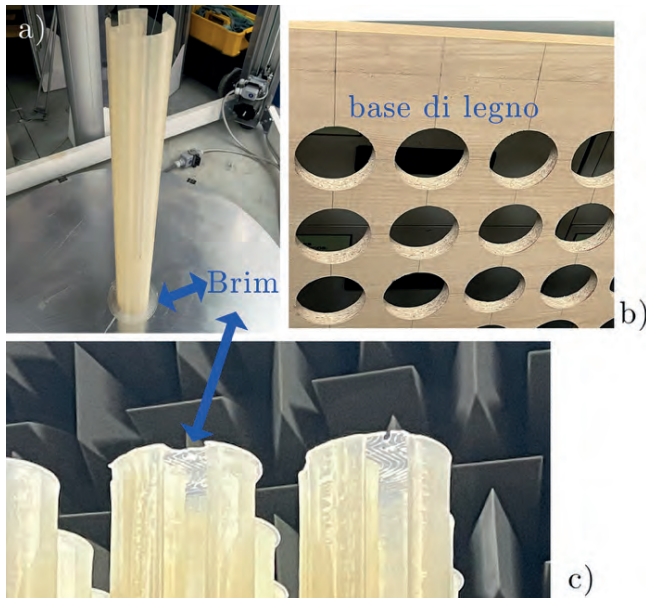
**Tab. 1 – Variabili di ottimizzazione, normalizzazione, limiti e intervalli fisici utilizzati nell'ottimizzazione multiobiettivo**  
**Optimization variables, normalization, limits and physical intervals used in the multi-objective optimization**

| Variabile                        | Simbolo | Intervallo normalizzato ( $p$ ) | Parametro fisico                     | Intervallo fisico        |
|----------------------------------|---------|---------------------------------|--------------------------------------|--------------------------|
| Larghezza del collo a $90^\circ$ | $x_1$   | $p_1 \in [0, 1]$                | $x_1 = 0.006 + 0.6 \cdot p_1$        | $[0.006, 0.606]$         |
| Larghezza del collo a $0^\circ$  | $x_2$   | $p_2 \in [0, 1]$                | $x_2 = 0.006 + 0.6 \cdot p_2$        | $[0.006, 0.606]$         |
| Angolo del separatore interno    | $x_3$   | $p_3 \in [0, 1]$                | $x_3 = 210 \cdot p_3 - 150 [^\circ]$ | $[-150^\circ, 60^\circ]$ |

## 2.5 | Fabbricazione del prototipo mediante stampa 3D

Per la validazione sperimentale è stato realizzato un prototipo del SC mediante stampa 3D a deposizione di filamento (FDM). La progettazione CAD della geometria è stata eseguita in ambiente parametrico e il file è stato successivamente convertito in traiettorie di stampa mediante software di slicing compatibile con la stampante utilizzata (3D WASP).

I dispersori sono realizzati in PLA. Lo spessore delle pareti è stato fissato a 6 mm, pari a due passaggi dell'ugello, per garantire continuità di estrusione (VASE mode), rigidità meccanica e qualità geometrica. Questa scelta riduce difetti di stampa quali vuoti interni, discontinuità tra strati e deformazioni locali.



**Fig. 3 – (a) Brim con anelli concentrici attorno al cilindro per conferire stabilità al processo di stampa 3D. (b) Base di supporto in legno su cui sono montati i dispersori cilindrici. (c) Brim nella parte superiore dei dispersori, già montati sulla base in legno, senza anelli concentrici attorno al cilindro**

**(a) Brim with concentric rings around the cylinder to improve the stability of the 3D-printing process. (b) Wooden support base on which the cylindrical scatterers are mounted. (c) Brim located at the upper part of the scatterers, already mounted on the wooden base, without concentric rings around the cylinder**

Durante la fabbricazione è stato utilizzato un *brim* per migliorare l'adesione al piano di stampa e aumentare la stabilità dei dispersori durante la crescita in altezza. Tale accorgimento è particolarmente importante per strutture snelle e alte, come i cilindri cavi usati in questo lavoro.

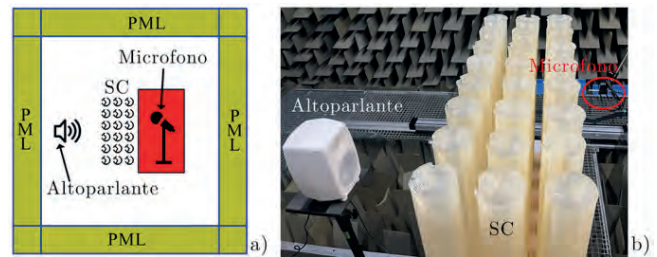
Dal punto di vista acustico, il PLA presenta un'impedenza molto maggiore di quella dell'aria. Per questo motivo il materiale può essere considerato quasi rigido nelle simulazioni e nell'interpretazione dei risultati sperimentali, semplificando il modello fisico del problema.

## 2.6 | Setup sperimentale e procedura di misura

La validazione sperimentale è stata eseguita in camera anecoica. Il sistema di misura è costituito da una sorgente sonora, dal prototipo del SC e da un sistema robotizzato 3D per la scansione del campo acustico dietro la struttura multirisonante.

La sorgente utilizzata è un monitor attivo da studio, posizionato frontalmente al SC. La sorgente emette rumore bianco nell'intervallo di interesse 500-2500 Hz. Il microfono di misura è collocato su un sistema robotizzato che consente lo spostamento su una griglia di punti predefinita. In ciascun punto viene acquisita la media di tre misure, in modo da migliorare la ripetibilità.

I dispersori sono montati su una base rigida con fori preforati, così da mantenere con precisione il parametro reticolare e l'allineamento della struttura. L'area di misura dietro il SC è definita come una regione rettangolare più ampia della



**Fig. 4 – (a) Vista schematica del setup sperimentale con la regione di interesse evidenziata in rosso, nella quale vengono eseguite le misure acustiche. (b) Fotografia del setup sperimentale con il sistema robotizzato 3D nella camera anecoica**

**(a) Schematic view of the experimental setup with the region of interest highlighted in red, where the acoustic measurements are performed. (b) Photograph of the experimental setup with the 3D robotic scanning system inside the anechoic chamber**

barriera stessa, in modo da includere gli effetti di diffrazione e bordo. Questa scelta è importante perché, a bassa frequenza, il campo acustico trasmesso non è uniforme e può presentare variazioni spaziali significative.

Il microfono utilizzato è un microfono da campo libero calibrato. Il moto del sistema robotizzato è controllato da un computer esterno alla camera anecoica. La scansione dell'intera griglia produce mappe di pressione acustica, da cui vengono ricavate la trasmittanza, l'insertion loss e le mappe spaziali del contrasto tra le due configurazioni.

## 3 | Risultati e discussione

### 3.1 | Disegno ottimizzato analisi numerico

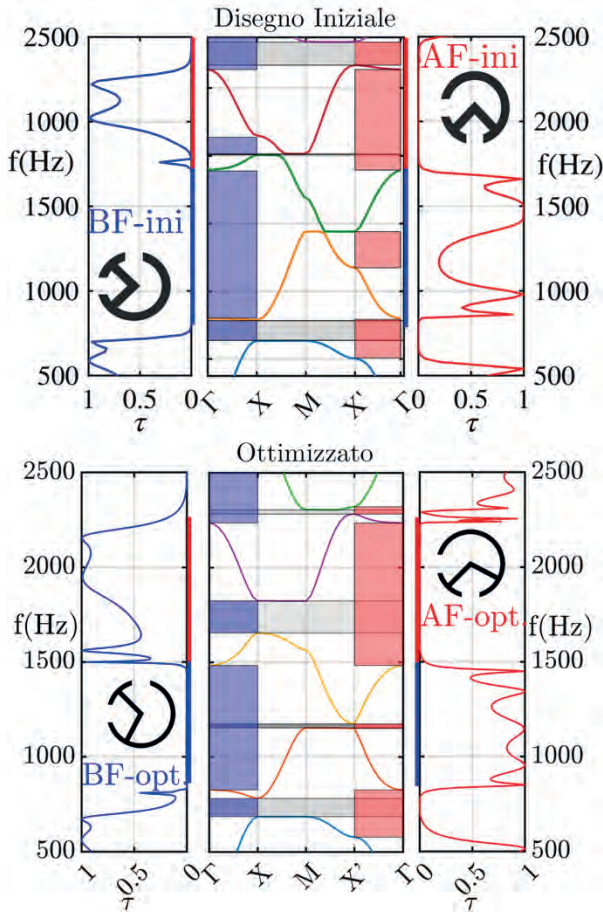
In questo lavoro, l'effetto delle perdite termoviscose nel mezzo può essere trascurato, poiché le dimensioni dei dispersori multirisonanti utilizzate in tutte le simulazioni lo consentono e per la gamma di bassa frequenza in cui vengono studiati (vedi Appendice A in rif. [16]). Inoltre, non si prevede alcuna attenuazione dovuta a perdite viscose o termiche. Alla temperatura di misura di 293 K e alla frequenza operativa minima di 500 Hz, gli strati limite viscoso e termico in aria sono calcolati pari a 116  $\mu\text{m}$  e 97.8  $\mu\text{m}$ , rispettivamente. Considerando la parte più piccola dello SC in cui le perdite viscotermiche potrebbero avere effetto, essa corrisponde alla lunghezza del collo di entrambe le cavità risonanti del dispersore multirisonante, con  $L = 0.006$  m. Questi strati limite viscoso e termico rappresentano rispettivamente l'1.56% e l'1.85% della lunghezza del collo, valori significativamente inferiori alla soglia del 5% che è stata recentemente mostrata influenzare le prestazioni acustiche in piccole cavità [30].

### 3.2 | Diagramma di banda e analisi di dispersione

L'analisi del diagramma di banda della Fig. 5 mostra la presenza di BG completi e BG direzionali. I BG completi corrispondono a intervalli in cui la propagazione è inibita indipendentemente

dalla direzione, mentre i BG direzionali dipendono dalla direzione di propagazione e quindi dall'orientazione dei dispersori.

Il comportamento di commutazione del dispositivo è legato principalmente ai BG direzionali associati alle configurazioni  $0^\circ$  e  $90^\circ$ . Nella configurazione  $0^\circ$ , il sistema presenta una banda passante nella regione a frequenza più bassa e una forte attenuazione nella regione complementare. Nella configurazione  $90^\circ$ , la risposta si inverte, con attenuazione nella banda bassa e trasmissione nella banda alta. Questo produce due bande di trasmissione complementari, contigue nell'intervallo di frequenza considerato.



**Fig. 5 – Confronto del diagramma a bande prima (in alto) e dopo il processo di ottimizzazione (in basso) per le orientazioni  $0^\circ$  e  $90^\circ$ . I LR-BG sono mostrati in grigio, i BG direzionali lungo X in blu e i BG direzionali lungo X' in rosso**

**Comparison of the band structures before (top) and after (bottom) the optimisation process for the  $0^\circ$  and  $90^\circ$  orientations. The LR-BGs are shown in grey, the directional BGs along X in blue, and the directional BGs along X' in red**

Il valore relativo della frequenza di risonanza locale degli HR ( $f_{HR}$ ) rispetto alla frequenza centrale del Bragg-BG ( $f_{Bragg}$ ) è un fattore importante, poiché determina l'interazione tra i due BG. L'impiego di HR in uno SC non comporta necessariamente una riduzione della trasmissione attraverso la struttura. Pertanto, è necessario prestare particolare attenzione sia all'allineamento dei colli dei risonatori sia alle frequenze fondamentali degli HR integrati nei dispersori. La Figura 1 illustra un disegno

di dispersore composto da due HR, orientati a  $0^\circ$  e  $90^\circ$ , con cavità interne accoppiate. Tali cavità sono separate da una parete interna definita da un angolo  $\theta = 118^\circ$ . L'HR allineato a  $90^\circ$ , che presenta la cavità più grande, è sintonizzato a una frequenza più bassa ( $f_{HR} = 760$  Hz), tale che  $f_{HR} < f_{Bragg}$ . Al contrario, l'HR allineato a  $0^\circ$  ha una cavità più piccola ed è sintonizzato a una frequenza più alta ( $f_{HR} = 1800$  Hz), tale che  $f_{HR} > f_{Bragg}$ . Entrambi i risonatori condividono dimensioni identiche del collo, con larghezza  $w = 0.025$  m e lunghezza  $L = 0.006$  m.

In questa sezione si analizzano in modo sistematico i risultati numerici mostrati in Figura 5, fornendo una guida alla lettura dei diversi elementi grafici e alla loro interpretazione fisica.

La Figura 5 è composta da due parti. La parte superiore rappresenta la configurazione iniziale (ini), mentre la parte inferiore mostra la configurazione ottimizzata (opt). In ciascun caso, la figura è suddivisa in tre pannelli: al centro è riportato il diagramma di banda, mentre ai lati sono mostrati i coefficienti di trasmissione  $\tau$  in funzione della frequenza per le due orientazioni dei dispersori.

Nel pannello centrale, le curve colorate rappresentano la struttura a bande del cristallo sonico lungo il percorso  $\Gamma-X-M-X'-\Gamma$ . Le regioni ombreggiate indicano i bandgap (BG). In particolare:

- le regioni grigie rappresentano i BG completi, nei quali la propagazione è inibita per tutte le direzioni;
- le regioni blu indicano i BG direzionali associati all'orientazione a  $0^\circ$  (direzione  $\Gamma X$ );
- le regioni rosse indicano i BG direzionali associati all'orientazione a  $90^\circ$  (direzione  $\Gamma X'$ ).

Nei pannelli laterali sono riportati i coefficienti di trasmissione  $\tau$ , con  $\tau = 0$  che indica assenza di propagazione e  $\tau = 1$  trasmissione completa. Il pannello di sinistra (curve blu) corrisponde all'orientazione a  $0^\circ$ , mentre quello di destra (curve rosse) all'orientazione a  $90^\circ$ . I simboli grafici (freccie circolari) indicano visivamente l'orientazione dei dispersori nelle due configurazioni.

La lettura della figura può essere effettuata confrontando, per ciascuna configurazione, i BG del diagramma centrale con i minimi di  $\tau$  nei pannelli laterali. In particolare, una regione di BG direzionale deve corrispondere a una riduzione della trasmissione ( $\tau \approx 0$ ) nella curva associata alla stessa orientazione.

Nella configurazione iniziale (parte superiore), si osserva che per l'orientazione a  $0^\circ$  il BG direzionale blu (indicato come BF-ini) si estende approssimativamente nell'intervallo 750–1700 Hz e corrisponde a valori di  $\tau$  prossimi a zero nel pannello sinistro. Per l'orientazione a  $90^\circ$ , il BG direzionale rosso (AF-ini) è localizzato nell'intervallo 1720–2470 Hz e produce una riduzione della trasmissione nel pannello destro. Tuttavia, le due bande non risultano complementari, lasciando intervalli di frequenza con trasmissione elevata in entrambe le configurazioni.

Dopo l'ottimizzazione (parte inferiore), la distribuzione dei BG viene modificata. Il BG blu a  $0^\circ$  (BF-opt) si restringe e si sposta nell'intervallo circa 830–1485 Hz, mantenendo valori di  $\tau$  prossimi a zero. Il BG rosso a  $90^\circ$  (AF-opt) si sposta verso frequenze più basse, nell'intervallo 1500–2250 Hz, mantenendo una larghezza di banda comparabile alla configurazione



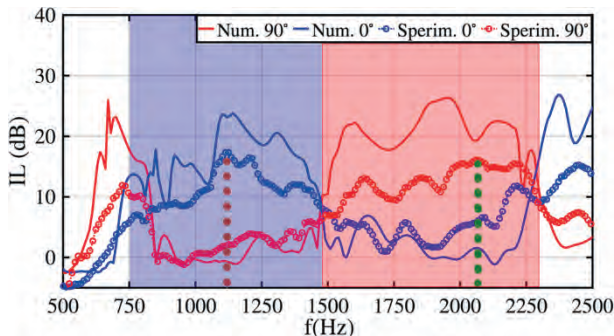
iniziale. Questo spostamento rende le due bande più complementari, riducendo la sovrapposizione delle regioni di trasmissione elevata.

I BG completi (regioni grigie) sono presenti in entrambe le configurazioni e corrispondono a frequenze per le quali  $\tau$  è ridotto indipendentemente dall'orientazione. Questi BG non sono stati inclusi direttamente nella funzione costo dell'ottimizzazione, ma risultano comunque modificati dal processo. Prima dell'ottimizzazione, essi sono localizzati a 710–826 Hz, 1352 Hz, 1810 Hz e 2334–2470 Hz; dopo l'ottimizzazione compaiono negli intervalli 685–781 Hz, 1151–1174 Hz, 1655–1824 Hz e 2282–2304 Hz.

Infine, si osserva che la posizione relativa dei BG rispetto alla frequenza di Bragg ( $f_{\text{Bragg}} = 1400$  Hz) è coerente con le frequenze di risonanza locali degli HR, evidenziando il ruolo dell'interazione tra Bragg-BG e HR-BG nel determinare la risposta complessiva del sistema.

### 3.3 | Confronto numerico e sperimentale della trasmittanza

Il confronto tra simulazioni numeriche e misure sperimentali mostra una buona concordanza degli spettri di attenuazione per le due configurazioni 0° e 90°. In entrambe le configurazioni si osservano chiaramente gli intervalli di alta attenuazione (IL) associati al comportamento di commutazione.



**Fig. 6 – Insertion Loss. Risultati numerici e sperimentali a due frequenze rappresentative dei due regimi di funzionamento, in arancione (1110 Hz) e in verde (2070 Hz)**

*Insertion loss. Numerical and experimental results at two representative frequencies corresponding to the two operating regimes: orange (1110 Hz) and green (2070 Hz)*

Nella regione di bassa frequenza, una configurazione presenta trasmissione elevata mentre l'altra mostra una forte riduzione del coefficiente di trasmissione. Nella regione di frequenza più alta, il comportamento si inverte. Questa inversione conferma il funzionamento del dispositivo come barriera acustica a doppio regime controllata mediante rotazione dei dispersori.

Le differenze residue tra risultati numerici e sperimentali sono compatibili con effetti di bordo, tolleranze geometriche di stampa, differenze tra modello ideale e struttura reale, e con la natura spazialmente non uniforme del campo trasmesso dietro una struttura finita. Nonostante tali effetti, le tendenze principali e la posizione delle bande operative sono ben riprodotte.

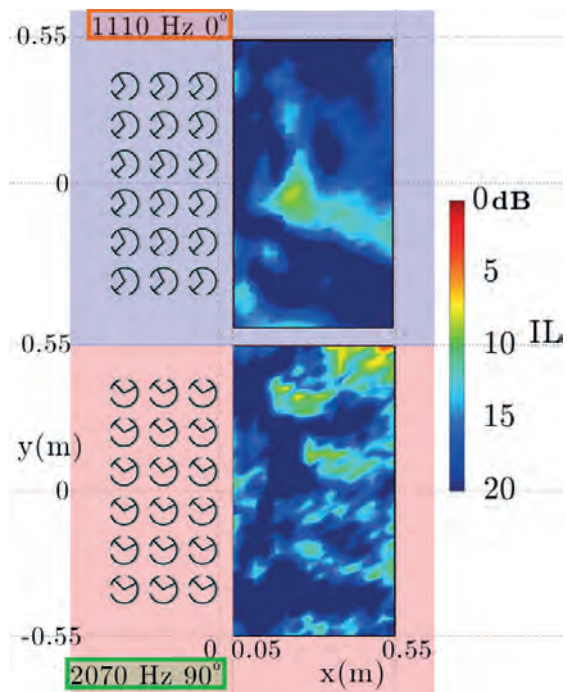
In alcuni intervalli di frequenza possono comparire valori di trasmittanza superiori all'unità. Questo effetto è attribuibile a interferenze costruttive locali, scattering multiplo e alla posizione del microfono in regioni del campo dove il contributo delle onde diffuse aumenta localmente la pressione rispetto alla misura di riferimento.

### 3.4 | Insertion Loss e mappe spaziali del campo acustico

Oltre alla trasmittanza, l'insertion loss (IL) è utilizzata per analizzare la variazione dei livelli di pressione acustica dovuta alla presenza del SC. La IL permette di rappresentare la risposta del dispositivo in termini di attenuazione acustica, con un'interpretazione diretta in decibel.

Il confronto tra insertion loss numerica e sperimentale conferma il comportamento complementare delle due configurazioni. Le differenze tra le mappe di IL per 0° e 90° evidenziano la capacità della struttura di modificare il campo trasmesso in funzione dell'orientazione dei dispersori.

Le mappe spaziali di IL tra configurazioni, ottenute a frequenze rappresentative delle due bande operative, mostrano una distribuzione non uniforme del campo dietro il SC. In prossimità della struttura si osservano differenze più marcate tra le due configurazioni, coerenti con il meccanismo di scattering e con gli effetti di dispersione multipla. Queste mappe confermano che la commutazione non è limitata a un singolo punto di misura, ma interessa una regione estesa del campo trasmesso.



**Fig. 7 – Mappe spaziali dell'Insertion Loss alle frequenze di migliore prestazione nei due regimi: in alto 1110 Hz (arancione) per BF-opt e in basso 2070 Hz (verde) per AF-opt**  
*Spatial maps of insertion loss at the frequencies of best performance for the two operating regimes: top, 1110 Hz (orange) for BF-opt; bottom, 2070 Hz (green) for AF-opt*

La scelta di valutare la risposta su una regione di misura ampia è particolarmente rilevante a bassa frequenza, dove gli effetti di diffrazione ai bordi della struttura e la finitezza del campione influenzano in modo sensibile il campo acustico. In questo senso, l'analisi spaziale fornisce una validazione più completa del dispositivo rispetto a una misura puntuale.

## 4 | Conclusioni

È stata presentata una barriera acustica sintonizzabile basata su un SC di dispersori asimmetrici multirisonanti con risonatori di Helmholtz integrati. Il principio di funzionamento è fondato sull'interazione tra Bragg-BG e HR-BG, con una risposta dipendente dall'orientazione dei dispersori.

La rotazione di 90° dei dispersori consente di ottenere bande di attenuazione complementari nella gamma 500-2500 Hz, realizzando una commutazione passiva tra due configurazioni ortogonali. La geometria è stata migliorata mediante ottimizzazione multiobiettivo, con particolare attenzione agli intervalli di frequenza nelle due orientazioni.

La validazione sperimentale mediante prototipo stampato in 3D e misure in camera anecoica con scansione robotizzata del campo acustico ha mostrato una buona concordanza con le simulazioni numeriche. I risultati confermano la possibilità di controllare la attenuazione acustica attraverso una semplice rotazione dei dispersori, con una struttura geometrica relativamente semplice e adatta a fabbricazione additiva.

Come possibile sviluppo futuro, si propone di automatizzare la rotazione dei dispersori o di combinare altri meccanismi di controllo del rumore, come l'assorbimento, per aumentare sia l'intervallo di frequenza sia il livello di IL della SCNB.

L'approccio proposto è promettente per applicazioni di filtraggio acustico passivo e dispositivi riconfigurabili per il controllo del rumore. La combinazione di multirisonanza, periodicità e ottimizzazione geometrica costituisce una base solida per sviluppi futuri verso configurazioni con prestazioni più ampie o adattate a specifici scenari applicativi.

## Conclusion

A tunable acoustic barrier based on a sonic crystal composed of multiresonant asymmetric scatterers with integrated Helmholtz resonators has been presented. The operating principle relies on the interaction between Bragg bandgaps and locally resonant bandgaps, leading to an orientation-dependent acoustic response.

A 90° rotation of the scatterers produces complementary attenuation bands within the 500–2500 Hz range, enabling passive switching between two orthogonal operating configurations. The geometry was improved through multiobjective optimisation, with particular attention given to the attenuation ranges associated with each orientation.

Experimental validation was carried out using a 3D-printed prototype and measurements performed in an anechoic chamber with a robotic acoustic-field scanning system. The experimental results showed good agreement with the numerical simulations. The results confirm

that the acoustic attenuation can be controlled through a simple rotation of the scatterers, while maintaining a relatively simple geometry suitable for additive manufacturing.

As a possible future development, the rotation of the scatterers could be automated or combined with additional noise-control mechanisms, such as acoustic absorption, in order to further increase both the operating frequency range and the insertion loss of the SCNB.

The proposed approach is promising for passive acoustic filtering and reconfigurable noise-control devices. The combination of multiresonance, periodicity and geometric optimisation provides a solid basis for future developments towards wider-band or application-specific configurations.

## Ringraziamenti

Questo lavoro è stato supportato dal Progetto “6G-TWIN – Integrating Network Digital Twinning into Future AI-Based 6G System”, finanziato dalla Smart Networks and Services Joint Undertaking (SNS JU) nell'ambito del programma Horizon Europe dell'Unione Europea, Grant Agreement n. 101136314.

## Bibliografia

- [1] S.A. Cummer, J. Christensen, A. Alù, Controlling sound with acoustic metamaterials, *Nat Rev Mater* 1 (2016) 16001. <https://doi.org/10.1038/natrevmats.2016.1>.
- [2] G. Ma, P. Sheng, Acoustic metamaterials: From local resonances to broad horizons, *Sci. Adv.* 2 (2016) e1501595. <https://doi.org/10.1126/sciadv.1501595>.
- [3] W.E. Kock, F.K. Harvey, Refracting Sound Waves, *The Journal of the Acoustical Society of America* 21 (1949) 471–481. <https://doi.org/10.1121/1.1906536>.
- [4] C. Rubio, D. Caballero, J.V. Sanchez-Perez, R. Martinez-Sala, J. Sanchez-Dehesa, F. Meseguer, F. Cervera, The existence of full gaps and deaf bands in two-dimensional sonic crystals, *J. Lightwave Technol.* 17 (1999) 2202–2207. <https://doi.org/10.1109/50.803012>.
- [5] L. Bragg, X-Ray Crystallography, *Scientific American* 219 (1968) 58–74. <https://doi.org/10.1038/scientificamerican0768-58>.
- [6] C. Kittel, *Introduction to solid state physics*, 8th ed, Wiley, Hoboken, NJ, 2005.
- [7] H. von Helmholtz, *Die Lehre von den Tonempfindungen als physiologische Grundlage für die Theorie der Musik*, Vieweg, Braunschweig, 1863.
- [8] B. Yuan, V.F. Humphrey, J. Wen, X. Wen, On the coupling of resonance and Bragg scattering effects in three-dimensional locally resonant sonic materials, *Ultrasonics* 53 (2013) 1332–1343. <https://doi.org/10.1016/j.ultras.2013.03.019>.
- [9] M.P. Peiró-Torres, S. Castiñeira-Ibáñez, J. Redondo, J.V. Sánchez-Pérez, Interferences in locally resonant sonic metamaterials formed from Helmholtz resonators, *Applied Physics Letters* 114 (2019) 171901. <https://doi.org/10.1063/1.5092375>.
- [10] J. Guo, J. Cao, Y. Xiao, H. Shen, J. Wen, Interplay of local resonances and Bragg band gaps in acoustic waveguides with periodic detuned resonators, *Physics Letters A* 384 (2020) 126253. <https://doi.org/10.1016/j.physleta.2020.126253>.
- [11] M. Cenedese, E. Belloni, F. Braghin, Interaction of Bragg scattering bandgaps and local resonators in mono-coupled



- periodic structure, *Journal of Applied Physics* 129 (2021) 124501:1-124501:17. <https://doi.org/10.1063/5.0038438>.
- [12] T. D'Orazio, F. Asdrubali, L. Godinho, M. Veloso, P. Amado-Mendes, Experimental and Numerical Analysis of Wooden Sonic Crystals Applied as Noise Barriers, *Environments* 10 (2023) 116:1-116-20. <https://doi.org/10.3390/environments10070116>.
- [13] G. Iannace, G. Ciaburro, A. Trematerra, Metamaterials acoustic barrier, *Applied Acoustics* 181 (2021) 108172. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108172>.
- [14] F. Morandi, M. Miniaci, A. Marzani, L. Barbaresi, M. Garai, Standardised acoustic characterisation of sonic crystals noise barriers: Sound insulation and reflection properties, *Applied Acoustics* 114 (2016) 294-306. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.07.028>.
- [15] G. Fusaro, M. Garai, Acoustic Requalification of an Urban Evolving Site and Design of a Noise Barrier: A Case Study at the Bologna Engineering School, *Applied Sciences* 14 (2024) 1837:1-1837:18. <https://doi.org/10.3390/app14051837>.
- [16] J. Redondo, D. Ramírez-Solana, R. Picó, Increasing the Insertion Loss of Sonic Crystal Noise Barriers with Helmholtz Resonators, *Applied Sciences* 13 (2023) 3662:1-3662:13. <https://doi.org/10.3390/app13063662>.
- [17] J. Redondo, L. Godinho, K. Staliunas, J.V. Sanchez-Perez, An equivalent lattice-modified model of interfering Bragg bandgaps and Locally Resonant Stop Bands for phononic crystal made from Locally Resonant elements, *Applied Acoustics* 211 (2023) 109555:1-109555:6. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2023.109555>.
- [18] W. Zhou, B. Wu, Muhammad, Q. Du, G. Huang, C. Lü, W. Chen, Actively tunable transverse waves in soft membrane-type acoustic metamaterials, *Journal of Applied Physics* 123 (2018) 165304. <https://doi.org/10.1063/1.5015979>.
- [19] M. Padlewski, M. Volery, R. Fleury, H. Lissek, X. Guo, Active Acoustic Su-Schrieffer-Heeger-Like Metamaterial, *Phys. Rev. Applied* 20 (2023) 014022. <https://doi.org/10.1103/PhysRevApplied.20.014022>.
- [20] M. Thota, K.W. Wang, Reconfigurable origami sonic barriers with tunable bandgaps for traffic noise mitigation, *Journal of Applied Physics* 122 (2017) 154901. <https://doi.org/10.1063/1.4991026>.
- [21] B. Wu, W. Jiang, J. Jiang, Z. Zhao, Y. Tang, W. Zhou, W. Chen, Wave Manipulation in Intelligent Metamaterials: Recent Progress and Prospects, *Adv Funct Materials* 34 (2024) 2316745. <https://doi.org/10.1002/adfm.202316745>.
- [22] L. Chang, X. Li, Z. Guo, Y. Cao, Y. Lu, R. Garziera, H. Jiang, On-demand tunable metamaterials design for noise attenuation with machine learning, *Materials & Design* 238 (2024) 112685. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2024.112685>.
- [23] J.M. Herrero, S. García-Nieto, X. Blasco, V. Romero-García, J.V. Sánchez-Pérez, L.M. Garcia-Raffi, Optimization of sonic crystal attenuation properties by ev-MOGA multiobjective evolutionary algorithm, *Struct Multidisc Optim* 39 (2009) 203-215. <https://doi.org/10.1007/s00158-008-0323-7>.
- [24] J. Galiana-Nieves, J. Redondo, D. Benítez Aragón, D. Ramírez-Solana, J.M. Herrero, Evolutionary optimization processes for acoustic applications where size matters, *Inter Noise* 265 (2022) 4125-4135. [https://doi.org/10.3397/IN\\_2022\\_0589](https://doi.org/10.3397/IN_2022_0589).
- [25] A. Bravais, Mémoire sur les systèmes formés par des points distribués régulièrement sur un plan ou dans l'espace, Bachelier, Paris, 1850. <https://books.google.es/books?id=S56znQEACAAJ>.
- [26] L. Brillouin, Wave Propagation in Periodic Structures, Dover, New York, 1953.
- [27] L.E. Kinsler, A.R. Frey, A.B. Coppens, J.V. Sanders, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons, New York, US, 2000.
- [28] G. Floquet, Sur les équations différentielles linéaires à coefficients périodiques, *Annales Scientifiques de l'Ecole Normale Supérieure* 12 (1883) 47-88. <https://doi.org/10.24033/asens.220>.
- [29] D. Ramírez-Solana, J. Redondo, M.P. Fanti, M. Gulzari, Multiobjective design optimization of a tunable acoustic switch using multiresonant asymmetric scatterers, *Struct Multidisc Optim* 69 (2026) 36. <https://doi.org/10.1007/s00158-025-04238-x>.
- [30] G.P. Ward, R.K. Lovelock, A.R.J. Murray, A.P. Hibbins, J.R. Sambles, J.D. Smith, Boundary-Layer Effects on Acoustic Transmission Through Narrow Slit Cavities, *Phys. Rev. Lett.* 115 (2015) 044302. <https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.115.044302>.

# Impatto degli stressori ambientali su cognizione e percezione del paesaggio sonoro: un'analisi preliminare delle differenze legate all'età

Matteo Pellegatti<sup>a\*</sup> | Chiara Visentin<sup>a</sup> | Simone Torresin<sup>b</sup> | Francesco Babich<sup>c</sup> | Nicola Prodi<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Dipartimento di Ingegneria,  
Università degli Studi di Ferrara,  
Via G. Saragat, 1, 44122 Ferrara

<sup>b</sup> Dipartimento di Ingegneria Civile  
Ambientale e Meccanica,  
Università di Trento,  
Via Mesiano, 77, 38123 Trento

<sup>c</sup> Istituto per le energie rinnovabili,  
Eurac Research,  
Via A. Volta, 13/A, 39100 Bolzano

\* Autore di riferimento:  
matteo.pellegatti@unife.it

**Ricevuto:** 16/2/2026

**Accettato:** 5/5/2026

**DOI:** 10.3280/ria2026oa22073

**ISSN:** 2385-2615

Gli studenti trascorrono in aula tra il 27 e il 41% della loro giornata. Diventa quindi necessario che l'ambiente sia confortevole e di supporto per l'apprendimento, tramite il controllo dei quattro domini ambientali: termico, qualità dell'aria, acustico e visivo. Sebbene la letteratura di recente abbia iniziato a studiare questi domini congiuntamente, l'interazione tra qualità dell'aria e acustica rimane poco esplorata, con una significativa carenza di studi sugli studenti in età scolare. In questo studio sono stati comparati i risultati di due gruppi di studenti di età diversa: universitari e alunni della Scuola Secondaria di I Grado. L'obiettivo è indagare se e come l'età degli studenti medi gli effetti degli stimoli sonori e della qualità dell'aria sulle prestazioni e sulla percezione sonora degli stessi. I risultati hanno evidenziato come l'età influisca solamente su come le condizioni acustiche impattino sulle prestazioni di calcolo e sulle valutazioni di paesaggio sonoro. Non sono state trovate interazioni tra età e qualità dell'aria interna.

**Parole chiave:** paesaggio sonoro, abilità cognitive, studenti, comparazione età

## Impact of Environmental Stressors on Cognition and Soundscape assessments: A preliminary analysis of age-related differences

Students spend approximately between the 27 and the 41% of their day in the classroom. Consequently, it is imperative that the environment supports both learning and comfort through the control of the four key environmental domains: thermal environment, indoor air quality, acoustics, and lighting.

Although recent literature has begun to investigate these domains jointly, the interaction between indoor air quality and acoustics remains under-explored, with a significant paucity of studies focusing on school-age children. This study compares the results obtained from two distinct age groups: university students and lower secondary school pupils. The aim is to investigate whether and how student age mediates the effects of acoustic stimuli and indoor air quality on students' performance and sound perception. The results indicate that age influences the impact of acoustic conditions on calculation performance and on soundscape assessments. No interaction between age and indoor air quality had been identified.

**Keywords:** soundscape, cognitive abilities, students, age comparison

## 1 | Introduzione

Secondo quanto espresso in letteratura, emerge che gli individui trascorrono circa il 90% della propria giornata in ambienti interni [1,2]. In particolare, gli studenti trascorrono in media tra il 27 e il 41% della giornata nelle aule di scuole o università [3]. Di conseguenza, garantire un'elevata qualità ambientale interna (IEQ) diviene fondamentale per assicurare ambienti che siano confortevoli e di supporto all'apprendimento. La letteratura scientifica ha ampiamente dimostrato come i quattro domini costitutivi della IEQ (termico, acustico, qualità dell'aria (IAQ) e visivo) influenzino significativamente sia le prestazioni scolastiche che il comfort degli studenti [4]. Recentemente, la ricerca ha esteso l'indagine alle interazioni tra tali fattori, evidenziando come queste possano alterare gli effetti dei singoli domini [1]. In tale contesto, si distinguono due principali ca-

tegorie: gli effetti combinati e gli effetti cross-modal. I primi descrivono come due o più domini influenzino congiuntamente un parametro terzo, quali ad esempio, le abilità cognitive. I secondi, invece, analizzano l'influenza di un dominio sulla valutazione percettiva di un altro, come, ad esempio, l'effetto della qualità dell'aria sulla percezione del comfort acustico. Si parla invece di effetti cross-modal di interazione quando si studia il modo in cui due o più domini influenzano congiuntamente la percezione. Per una definizione rigorosa si rimanda al lavoro di Chinazzo et al. [5]. Tra i vari domini gli effetti combinati e cross-modal di qualità dell'aria ed acustica sono quelli meno investigati [6], con solamente tre studi di letteratura sugli effetti combinati [7–9] e quattro sugli effetti cross-modal [7–10]. Inoltre, per entrambi gli effetti, le evidenze disponibili in letteratura non sono univoche, riportando sia la presenza che l'assenza di tali effetti. In dettaglio i) assenza di effet-

ti combinati sulle prestazioni cognitive [7,8], ii) assenza di effetti cross-modal sulla percezione della qualità dell'aria e dell'ambiente sonoro [7-9], iii) mediazione della qualità dell'aria sull'effetto degli stimoli sonori in relazione a prestazioni cognitive di calcolo [9], iv) mediazione del livello sonoro sulla percezione della qualità dell'aria [10]. Inoltre, tutti gli studi presentati sugli effetti cross-modal e combinati si sono concentrati esclusivamente su una popolazione di studenti universitari, trascurando gli studenti di età inferiore. La letteratura, tuttavia, suggerisce che l'età influenzi l'effetto del rumore sulle prestazioni cognitive. Connolly et al. [11], ad esempio, hanno studiato gli effetti del rumore su lettura e comprensione, per studenti di due fasce di età (11-13 e 14-16 anni). È stato osservato come gli studenti più grandi abbiano prestazioni migliori degli studenti più giovani, ma anche come i primi siano maggiormente influenzati dal rumore rispetto ai secondi. Nello specifico, un incremento del livello sonoro da 50 a 64 dB(A) o da 50 a 70 dB(A) corrisponde ad una diminuzione della prestazione maggiore degli studenti più grandi rispetto ai loro compagni di età inferiore. Loh et al. [12] confronta le prestazioni di bambini di 6-10 anni con quelle di studenti universitari in riferimento ad un compito di attenzione uditiva. In questo caso gli adulti risultano non solo più accurati e veloci nel risolvere il compito, ma anche meno affetti dal rumore rispetto i bambini. Agli Autori non sono noti studi che abbiano indagato come l'età possa modificare gli effetti della qualità dell'aria sulle abilità cognitive e sul comfort in ambito scolastico. Risulta quindi evidente la mancanza di un confronto che analizzi come l'età possa interagire con gli stressori ambientali, sia in termini di effetti combinati che di effetti cross-modal, relativamente alla qualità dell'aria e alle condizioni acustiche. Questo lavoro vuole essere un primo contributo volto a colmare questa lacuna, attraverso un confronto esplorativo tra due gruppi di studenti di età diversa. Nello specifico, sono stati messi a confronto studenti di Scuola Secondaria di I Grado (SSIG) e studenti universitari, con l'obiettivo di verificare se e quanto l'età possa modificare gli effetti degli stressori ambientali legati all'acustica e alla qualità dell'aria. Il lavoro risponde alle seguenti due domande di ricerca.

1. In che modo l'età dei partecipanti modifica l'impatto che le condizioni acustiche e di IAQ hanno sulle prestazioni cognitive di calcolo?
2. In che modo l'età dei partecipanti interagisce con le condizioni acustiche e di IAQ sulla valutazione del paesaggio sonoro?

Il confronto tra le due età diverse è stato fatto in maniera esplorativa utilizzando i dati provenienti da due esperimenti svolti durante un percorso di dottorato, volto a determinare gli effetti combinati e cross-modal della qualità dell'aria e dei suoni della ventilazione sugli studenti. Poiché questo studio è incentrato esclusivamente sul confronto verranno date al lettore informazioni di base su come siano stati raccolti i dati rimandando ai lavori [9,13] per una descrizione completa e dettagliata. Al fine di comprendere al meglio le domande di ricerca le ultime due sottosezioni di questa introduzione presenteranno brevemente che cosa siano le abilità cognitive e il paesaggio sonoro.

## 1.1 | Definizione di abilità cognitive

Le abilità cognitive vengono definite dal dizionario dell'Associazione Americana di Psicologia [14] come "le abilità coinvolte nell'esecuzione dei compiti associati a percezione, apprendimento, memoria, comprensione, consapevolezza, ragionamento, giudizio, intuizione e linguaggio". Possono essere classificate in due sottogruppi: semplici e complesse. Le prime, di cui fanno parte attenzione e memoria, rappresentano il livello più basso e riguardano lo studio di una singola funzione specifica. Nel caso della memoria, ad esempio, si distinguono la memoria a lungo termine e quella a breve termine. Le abilità cognitive semplici sono alla base di quelle complesse, che rappresentano le operazioni normalmente svolte in aula dagli studenti. Tra di esse rientrano, ad esempio, il calcolo, la lettura e la comprensione del testo.

## 1.2 | Definizione del paesaggio sonoro

Il Paesaggio sonoro (Soundscape) viene definito nella norma ISO 12913-1 [15] come l'ambiente sonoro come percepito da un individuo in un contesto. In quest'ottica tutti gli stimoli sonori possono essere considerati come positivi o negativi a seconda che migliorino o peggiorino la percezione dell'ambiente in uno specifico contesto. Nel caso degli edifici scolastici i contesti possono essere vari, come ad esempio, svolgere un esame, una verifica o seguire una lezione. Strumenti e metodologie per lo studio del paesaggio sonoro sono stati inizialmente formulati in riferimento all'ambiente esterno, anche se recentemente sono stati estesi all'ambiente interno. La valutazione del paesaggio sonoro avviene tramite otto attributi disposti radialmente su un diagramma definito circomplesso. Gli attributi da valutare cambiano a seconda che la valutazione sia fatta per l'ambiente esterno [16,17] o per quello interno [18]. Per l'ambiente interno, tuttavia, gli attributi sono presenti solo per gli ambienti residenziali [18] e gli uffici [19].

## 2 | Materiali e metodi

### 2.1 | Partecipanti e laboratori

Lo studio ha coinvolto due gruppi di partecipanti: 165 studenti della Scuola Secondaria di I Grado e 29 studenti universitari. Gli studenti delle scuole secondarie sono stati reclutati in istituti della Provincia di Bolzano e hanno svolto i test presso il Façade System Interaction Lab di Eurac [20,21]. Gli studenti universitari, invece, sono stati selezionati all'interno dell'Università Tecnica della Danimarca (DTU) e hanno partecipato ai test nei Field Labs della stessa università [22]. Entrambi i laboratori sono stati selezionati in quanto presentano caratteristiche tali da poter essere facilmente adattati a un contesto di aula scolastica o universitaria, ma soprattutto per la possibilità di regolare i parametri ambientali termoisolometrici e

di portata d'aria attraverso sistemi di ventilazione meccanica centralizzati. Tutti e due i laboratori erano dotati di una finestra da cui poteva entrare la luce naturale; tuttavia, per garantire una uniformità visiva è stato utilizzato anche il sistema di illuminazione artificiale. In entrambi i laboratori sono state posizionate sonde termoigrometriche e sensori di CO<sub>2</sub>. Le prime per monitorare temperatura e umidità relativa, i secondi per il controllo della qualità dell'aria. Fig. 1 mostra i due laboratori mentre gli studenti stavano eseguendo il test.



**Fig. 1 – Partecipanti mentre eseguivano il test nei rispettivi laboratori a) Façade System Interaction Lab - Eurac, b) Field Labs - DTU**

**Participants performing the test in their respective laboratories: a) Façade System Interaction Lab - Eurac, b) Field Labs - DTU**

## 2.2 | Condizioni di test

I partecipanti sono stati esposti a quattro condizioni acustiche e a due condizioni di qualità dell'aria. Le condizioni acustiche simulavano possibili scenari sonori legati alla ventilazione naturale o meccanica dell'aula. Nello specifico gli studenti sono stati esposti ad una condizione di controllo, definita come quiete (rumore di fondo del laboratorio), ad un rumore antropico, al rumore della ventilazione meccanica e a dei suoni naturali (canto degli uccelli). Il rumore antropico è stato adattato in base all'età dei partecipanti al fine di garantire un rumore ecologico. Gli studenti in età scolastica sono stati esposti al suono di bambini che giocano nel cortile della scuola, mentre agli studenti universitari è stato presentato il rumore di altri studenti che chiacchierano nel giardino della facoltà. Tutti i suoni ad eccezione della quiete sono stati registrati utilizzando cuffie binaurali (Head Acoustics BHS II). Nello specifico il rumore antropico dei bambini e i suoni naturali sono stati registrati in una stanza nei pressi di una scuola primaria. L'edificio era antistante al cortile della scuola e attorniato da un giardino

alberato. Le registrazioni sono state effettuate con l'orecchio sinistro rivolto verso una finestra aperta. Per quanto riguarda il rumore antropico adulto la tecnica di registrazione è stata la medesima dei due suoni precedenti, tuttavia l'ambiente di registrazione era diverso, ovvero un'aula universitaria con una finestra aperta verso il giardino della facoltà. Il rumore della ventilazione meccanica infine è stato registrato all'interno del Façade System Interaction Lab con il sistema di ventilazione settato a 160 L/s ovvero al valore minimo richiesto dalla norma EN 16798-1 [23] per avere un'aula in categoria (I) qualora il laboratorio fosse usato come aula scolastica (10 L/s x persona). Gli audio sono stati editati per eliminare gli elementi sonori di disturbo, quali ad esempio, passaggio di automobili nella registrazione dei suoni naturali. In totale sono state ottenute registrazioni univoche della durata di 10 minuti. Tutte le registrazioni sono poi state riprodotte in cuffia a 47 dB(A). Il livello è stato calcolato effettuando il livello equivalente su una registrazione di un minuto effettuata riproducendo il segnale dalle cuffie e registrando con una testa binaurale (Head Acoustics HMS II.3 LN HEC). Ai partecipanti è stato chiesto di indossare le cuffie per tutte le condizioni acustiche anche per la condizione in quiete. Per quanto riguarda le condizioni di qualità dell'aria, invece, sono state scelte due concentrazioni di CO<sub>2</sub> rappresentanti una buona ed una scadente qualità dell'aria e realisticamente trovabili all'interno di aule scolastiche ed universitarie. Nella prima condizione i partecipanti sono stati esposti ad una concentrazione di 800 ppm di CO<sub>2</sub>. La seconda condizione invece era diversa tra studenti della scuola secondaria ed universitari. I bambini sono stati esposti ad una concentrazione di 2000 ppm, mentre gli adulti a 3000 ppm. Concentrazioni inferiori ai 3000 ppm non sono infatti sufficienti ad influenzare le prestazioni cognitive degli adulti [24]. Per contestualizzare meglio i valori adottati, si precisa che la soglia per distinguere tra una buona e una scarsa IAQ in un ambiente di "Categoria (I)" (secondo la norma EN 16798-1 [23]) è fissata a 1000 ppm. Inoltre, i limiti estremi di riferimento sono rappresentati dai 400 ppm (concentrazione tipica dell'aria esterna) e dai 5000 ppm, identificato come livello limite per la salute umana. Gli esperimenti dei due gruppi presentavano inoltre design sperimentali differenti: completamente *within-subject* per gli universitari e *split-plot* per SSIG. I bambini, infatti, sono stati suddivisi in due gruppi ciascuno dei quali ha sostenuto solamente una delle condizioni di CO<sub>2</sub>, ma tutte quelle acustiche.

## 2.3 | Analisi: abilità di calcolo

A tutti gli studenti è stato presentato il medesimo test di calcolo, per studiare l'impatto degli stressori sulle abilità cognitive. Il test consisteva nella verifica di 24 equivalenze (solo somme e sottrazioni) per ogni combinazione di condizione di ascolto e di concentrazione di CO<sub>2</sub> e quindi 4 per SSIG e 8 per gli universitari. Tutte le equivalenze sono state presentate sullo schermo di un tablet contestualmente a due pulsanti di risposta (vero o falso). Ai partecipanti è stato chiesto di ve-



rificare se l'equivalenza fosse corretta o meno premendo su uno dei due pulsanti di risposta. A tal scopo sono state create otto liste equivalenti delle 24 operazioni. L'ordine delle liste e delle condizioni sostenute è stato bilanciato tra i partecipanti di ciascun esperimento. L'intero test è stato realizzato usando la piattaforma online Gorilla.sc [25] la quale ha permesso di gestire automaticamente la presentazione delle equivalenze, dello stimolo sonoro e di registrare l'accuratezza e il tempo di risposta, in ms, per ciascuna equivalenza. L'accuratezza è stata scelta come misura diretta della prestazione, mentre il tempo di risposta è stato scelto come metrica dello sforzo impiegato dai partecipanti [26]. A tal scopo si è utilizzato il tempo di risposta delle sole equazioni corrette aggiustato secondo quanto espresso in [27] per evitare effetti di *accuracy trade-off*, ovvero aumento della velocità a discapito dell'accuratezza. L'esposizione alle condizioni di test è stata contestuale alla presentazione delle equivalenze. Per maggiori informazioni sulla struttura delle equivalenze si rimanda ai lavori [9,28]. L'analisi dei dati è stata condotta utilizzando modelli lineari generalizzati ad effetti misti, in R (ver. 4.5.2) [29] (pacchetto lme4 (ver 1.1-37) [30]. Accuratezza e tempo di risposta sono stati analizzati in funzione dell'età dei partecipanti (due livelli: Universitari o SSIG), delle condizioni acustiche (Quiete, Antropico, Ventilazione Meccanica, Suoni naturali) e di qualità dell'aria (Buona, Scadente) e delle interazioni doppie tra età e condizioni acustiche ed età e qualità dell'aria. Le interazioni doppie tra i domini e quella tripla non sono state inserite poiché l'interazione tra i domini a età fissata è già stata studiata in lavori precedenti [9,13]. Le equazioni (1) e (2) riportano la struttura dei modelli utilizzati con la notazione di Wilkinson [31]. Per le sole grandezze significative è stata realizzata un'analisi post-hoc con un confronto a coppie utilizzando il pacchetto emmeans [32] di R. Per tali confronti è stata calcolato anche l'effect-size del confronto tramite d di Cohen [33]. In tabella Tab.1 vengono forniti al lettore i criteri interpretativi per la dimensione dell'effetto.

$$\begin{aligned} \text{Accuratezza} \sim & \text{Età} + \text{Condizioni Acustiche} + \\ & + \text{Condizioni IAQ} + \text{Età: Condizioni Acustiche} + \\ & + \text{Età: Condizioni IAQ} + (1 | \text{Partecipante}), \dots \end{aligned} \quad (1)$$

*,family = binomial*

$$\begin{aligned} \text{Tempo Risposta} \sim & \text{Età} + \text{Condizioni Acustiche} + \\ & + \text{Condizioni IAQ} + \text{Età: Condizioni Acustiche} + \\ & + \text{Età: Condizioni IAQ} + (1 | \text{Partecipante}), \dots \end{aligned} \quad (2)$$

*,family = binomial*

**Tab. 1 – Tabella interpretativa dell'effect size calcolato tramite d di Cohen**

*Table for interpreting the effect size calculated via Cohen's d*

| <i>d</i> | <i>Effect size</i> |
|----------|--------------------|
| 0,2      | Piccolo            |
| 0,5      | Medio              |
| 0,8      | Grande             |

## 2.4 | Analisi: paesaggio sonoro

Le valutazioni del paesaggio sonoro sono state condotte anch'esse in laboratorio. Poiché nella valutazione del soundscape il contesto ha una componente importante è stato chiesto ai partecipanti di immaginarsi di effettuare una verifica o un esame in aula durante la percezione delle condizioni acustiche. Tale richiesta è stata fatta in modo da risultare coerente con il test di calcolo precedentemente somministrato. Le valutazioni sono state raccolte sulla piattaforma Gorilla.sc [25] utilizzando dei tablet. Non essendo ancora presente un set di attributi per gli ambienti educativi, all'atto delle misurazioni si è optato per utilizzare il metodo A della ISO/TS 12913-2 [17], in lingua inglese per gli universitari e in lingua italiana [34] per i bambini. In sintesi, i partecipanti hanno valutato, usando una scala Likert a 5 punti, quanto per loro l'ambiente sonoro fosse: i) piacevole/confortevole, ii) vivace/stimolante, iii) dinamico/vario, iv) caotico/confuso, v) spiacevole/irritante, vi) monotono/noioso, vii) stabile/stazionario e viii) calmo/tranquillo. Per le analisi gli otto attributi sono stati convertiti nei due costrutti di *ISOPleasantness* ed *ISOeventfulness*. La conversione è stata effettuata mediante le formule descritte nella ISO/TS 12913-3 [35]. I due nuovi parametri sono quindi stati investigati usando R con due modelli lineari ad effetti misti. La struttura dei modelli è riportata nelle equazioni (3) e (4). Come per le prestazioni di calcolo, le analisi *post-hoc* e gli *effect size* sono stati calcolati solamente per i parametri e i confronti significativamente impattanti nel modello.

$$\begin{aligned} \text{ISOPleasantness} \sim & \text{Età} + \text{Condizioni Acustiche} + \\ & + \text{Condizioni IAQ} + \text{Età: Condizioni Acustiche} + \\ & + \text{Età: Condizioni IAQ} + (1 | \text{Partecipante}) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{ISOEventfulness} \sim & \text{Età} + \text{Condizioni Acustiche} + \\ & + \text{Condizioni IAQ} + \text{Età: Condizioni Acustiche} + \\ & + \text{Età: Condizioni IAQ} + (1 | \text{Partecipante}) \end{aligned} \quad (4)$$

## 3 | Risultati

### 3.1 | Risultati: abilità di calcolo

Il modello per l'accuratezza ha identificato un effetto principale dell'età ( $\chi^2(1) = 115.65$ ,  $p < 0.001$ ) indicando come gli universitari abbiano un'accuratezza superiore (95%) rispetto ai bambini (79%) nel compito proposto ( $d = 0.9$ ). Non è stato trovato alcun effetto degli stressori ambientali (acustica, qualità dell'aria) né principale (condizioni di ascolto:  $\chi^2(3) = 7.76$   $p = 0.06$ ; IAQ:  $\chi^2(1) = 1.45$ ,  $p = 0.23$ ), né in interazione con l'età (età \* Condizioni di ascolto:  $\chi^2(3) = 7.76$ ,  $p = 0.99$ ; età \* IAQ:  $\chi^2(1) = 0.10$ ,  $p = 0.74$ ). Si ricorda ai lettori che affinché un parametro del modello o un confronto sia significativo il p. value deve essere minore o uguale a 0.05. Per quanto riguarda il tempo di risposta il modello ha mostrato sia un effetto dell'età ( $\chi^2(1) = 61.86$ ,  $p < 0.001$ ) che un'interazione tra età e condi-

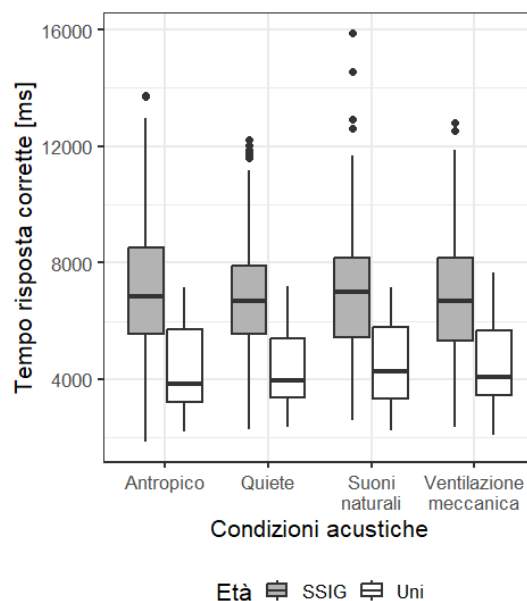
zione di ascolto ( $\chi^2(3) = 19.82$ ,  $p < 0.001$ ), ma nessun effetto principale ( $\chi^2(1) = 0.035$ ,  $p = 0.85$ ) o di interazione della qualità dell'aria ( $\chi^2(1) = 1.97$ ,  $p = 0.16$ ) e nessun effetto principale delle condizioni di ascolto ( $\chi^2(3) = 2.50$ ,  $p = 0.47$ ). Poiché l'effetto dell'età è contenuto già nell'interazione, è stata analizzata solamente quest'ultima nei test *post-hoc*. Gli studenti universitari hanno impiegato meno tempo di quelli della scuola secondaria in tutte le condizioni di ascolto (tutti i  $p$ s  $< 0.001$  ed effect size minimo  $d = 0.94$ ). Per le comparazioni a età fissata, invece, gli studenti in età scolare hanno mostrato che il rumore di natura antropica (7.16 s) è la condizione che richiede i tempi di risposta più lunghi sia rispetto alla quiete (6.26 s) che alla ventilazione meccanica (6.85 s). Gli studenti universitari hanno mostrato un andamento opposto, con i tempi di risposta minori identificati nella condizione di rumore antropico (4.26 s) rispetto a tutte le altre condizioni acustiche [vs quiete (4.46 s), vs ventilazione meccanica (4.50 s), vs suoni naturali (4.55 s)]. I risultati per il tempo di risposta sono riportati per via grafica attraverso dei diagrammi scatole e baffi in Fig. 2. Tutti i dati statistici sono riassunti in Tab. 2.

**Tab. 2 - Confronti a coppie relativi all'interazione tra condizioni acustiche ed età sul tempo di risposta, calcolati ad età fissata. Le colonne, indicano: età (SSIG = Studenti di Scuola Secondaria di I Grado, Uni = Universitari), confronto tra condizioni con i valori stimati, valore del test statistico, il p. value ed infine effect size come d di Cohen. Il confronto è significativo quando p. value  $\leq 0.05$**   
**Pairwise comparisons relating to the interaction between acoustic conditions and age on response time, calculated at fixed age levels. The columns indicate: Age (SSIG = Schoolchildren, Uni = University students), comparison between conditions with estimated values, test statistic value, p. value, and finally the effect size as Cohen's d. The comparison is significant when the p. value  $\leq 0.05$**

| Età  | Confronto                            | z    | p. value | d     |
|------|--------------------------------------|------|----------|-------|
| SSIG | Antropico (7.16) > Quiete (6.26)     | 2.53 | 0.02     | 0.07  |
|      | Antropico (7.16) > Naturale (7.01)   | 0.87 | 0.5      | 0.02  |
|      | Antropico (7.16) > Vent. Mec. (6.85) | 2.57 | 0.02     | 0.07  |
|      | Quiete (6.26) < Naturale (7.01)      | 1.64 | 0.1      | 0.05  |
|      | Quiete (6.26) < Vent. Mec. (6.85)    | 0.10 | 0.9      | 0.003 |
|      | Naturale (7.01) > Vent. Mec. (6.85)  | 1.71 | 0.1      | 0.05  |
|      | Antropico (4.26) > Quiete (4.46)     | 2.34 | 0.03     | 0.09  |
| Uni  | Antropico (4.26) > Naturale (4.55)   | 2.60 | 0.02     | 0.1   |
|      | Antropico (4.26) > Vent. Mec. (4.50) | 2.90 | 0.01     | 0.11  |
|      | Quiete (4.46) < Naturale (4.55)      | 0.24 | 0.8      | 0.009 |
|      | Quiete (4.46) < Vent. Mec. (4.50)    | 0.56 | 0.7      | 0.02  |
|      | Naturale (4.55) > Vent. Mec. (4.50)  | 0.31 | 0.8      | 0.01  |

## 3.2 | Risultati: paesaggio sonoro

Il modello per la *ISO Pleasantness* ha mostrato la presenza di un effetto principale della condizione acustica ( $\chi^2(3) = 550.08$ ,  $p < 0.001$ ) e un'interazione tra condizione acustica ed età ( $\chi^2(3) = 13.33$ ,  $p = 0.003$ ). La qualità dell'aria invece parrebbe non incidere sulle valutazioni del paesaggio sonoro in quanto non sono stati identificati né effetti principali ( $\chi^2(1) = 0.01$ ,  $p = 0.9$ ) né di interazione ( $\chi^2(1) = 0.28$ ,  $p = 0.6$ ). Le analisi sull'interazione hanno mostrato come gli studenti universitari tendano ad avere valutazioni inferiori rispetto ai bambini nelle condizioni di quiete (Uni ( $M = 0.23$ ) < SSIG ( $M = 0.39$ ),  $t = 2.78$ ,  $p = 0.008$ ,  $d = 0.46$ ) e dei suoni naturali (Uni ( $M = 0.34$ ) < SSIG ( $M = 0.39$ ),  $t = 2.66$ ,  $p = 0.01$ ,  $d = 0.44$ ), mentre non sono state trovate differenze per la ventilazione meccanica ( $p = 0.6$ ,  $d = 0.08$ ) e il rumore antropico ( $p = 0.3$ ,  $d = 0.17$ ). In aggiunta l'ordine di piacevolezza dei suoni, dal più basso al più alto, rimane inalterato nei due gruppi. Tuttavia, mentre per gli studenti della Scuola Secondaria di I Grado è presente una differenza tra le condizioni di quiete e i suoni naturali, tale differenza non risulta significativa per gli studenti universitari. Tutte le comparazioni sono riassunte in Tab. 3.



**Fig. 2 – Diagramma scatole e baffi sull'interazione tra età (SSIG = Studenti di Scuola Secondaria di I Grado, Uni = Universitari) e condizioni acustiche (Asse X) sul tempo di risposta delle risposte corrette**

**Boxplot representing the interaction effect of age (fill: SSIG = Schoolchildren, Uni = University students) and Acoustic conditions (X axis) on the response time of correct answers only**

Il modello per *ISO Eventfulness* ha mostrato gli effetti dell'età, ( $\chi^2(1) = 31.71$ ,  $p < 0.001$ ), delle condizioni acustiche ( $\chi^2(3) = 427.93$ ,  $p < 0.001$ ) e dell'interazione tra età e condizioni di ascolto ( $\chi^2(3) = 41.90$ ,  $p < 0.001$ ), ma nessun effetto della qualità dell'aria, né principale ( $\chi^2(1) = 0.88$ ,  $p = 0.35$ ) né di interazione con l'età ( $\chi^2(1) = 1.38$ ,  $p = 0.24$ ). Le analisi *post-hoc* hanno rivelato valutazioni maggiori per

gli adulti rispetto ai bambini, con differenze significative solamente nelle condizioni di quiete (Uni (−0.73) < SSIG (−0.34),  $t = 7.94$ ,  $p < 0.001$ ,  $d = 1.3$ ) e di ventilazione meccanica (Uni (−0.35) < SSIG (−0.17),  $t = 3.57$ ,  $p < 0.001$ ,  $d = 0.58$ ). Non sono invece emerse differenze per il rumore antropico ( $t = 0.15$ ,  $p = 0.8$ ,  $d = 0.02$ ) e per i suoni naturali ( $t = 0.74$ ,  $p = 0.4$ ,  $d = 0.12$ ). Per quanto riguarda il confronto ad età fissata, invece, l'ordine assoluto di *ISOEventfulness*, dalla minore alla maggiore, rimane invariato. In Tab. 4 sono riportate tutte le informazioni statistiche dei confronti per età fissata. Infine, in Fig. 3 e 4 vengono rappresentati i contorni del 50-esimo percentile della distribuzione spaziale dei costrutti di *ISOPleasantness* ed *ISOEventfulness* all'interno del diagramma circomplesso assieme alle valutazioni dei singoli partecipanti. In sintesi, le ellissi in figura contengono il 50% della distribuzione bidimensionale dei due costrutti di *ISOPleasantness* ed *ISOeventfulness*. Il grafico è stato realizzato in R utilizzando però i criteri di rappresentazione espressi in Mitchell et al. [36].

**Tab. 3 – Confronti a coppie relativi all'interazione tra condizioni acustiche ed età su ISOPleasantness, calcolati ad età fissata. Le colonne, indicano: età (SSIG = Studenti di Scuola Secondaria di I Grado, Uni = Universitari), confronto tra condizioni con i valori stimati, valore del test statistico, il p. value ed infine effect size come d di Cohen. Il confronto è significativo quando p. value ≤ 0.05.**

*Pairwise comparisons of the interaction between acoustic conditions and age on ISOPleasantness, computed with age held constant. The columns indicate: Age (SSIG = Schoolchildren, Uni = University students), comparison between conditions with estimated values, test statistic value, p. value, and finally the effect size as Cohen's d. The comparison is significant when the p. value ≤ 0.05*

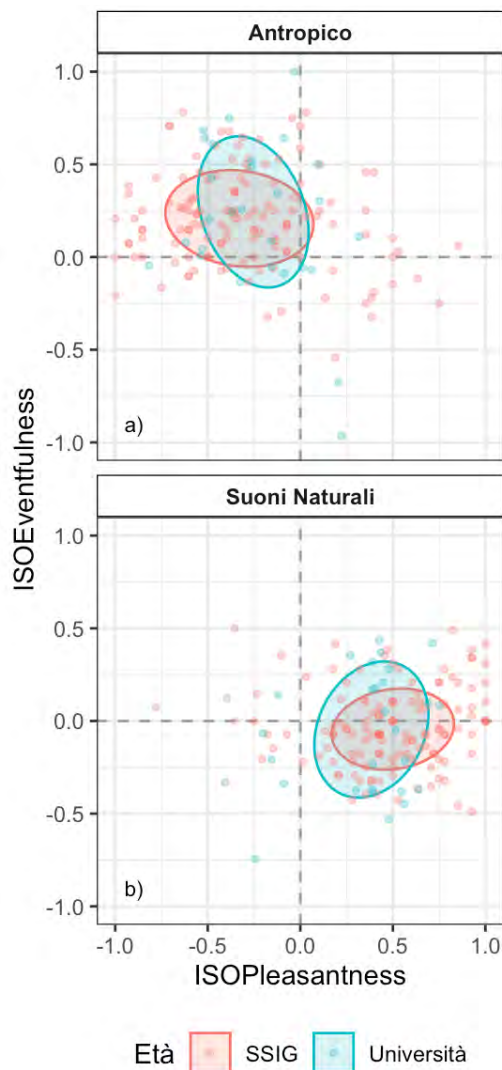
| Età  | Confronto                                  | t     | p. value | d    |
|------|--------------------------------------------|-------|----------|------|
| SSIG | Antropico (−0.29) < Quiete (0.39)          | 15.76 | < 0.001  | 1.92 |
|      | Antropico (−0.29) < Suoni Naturali (0.5)   | 18.15 | < 0.001  | 2.21 |
|      | Antropico (−0.29) < Vent. Mec. (−0.12)     | 4.01  | < 0.001  | 0.49 |
|      | Quiete (0.39) < Suoni Naturali (0.5)       | 2.33  | 0.02     | 0.28 |
|      | Quiete (0.39) > Vent. Mec. (−0.12)         | 11.80 | < 0.001  | 1.44 |
|      | Suoni Naturali (0.5) > Vent. Mec. (−0.12)  | 14.18 | < 0.001  | 1.71 |
|      | Suoni Naturali (0.5) > Vent. Mec. (−0.12)  | 14.18 | < 0.001  | 1.71 |
| Uni  | Antropico (−0.23) < Quiete (0.23)          | 6.81  | < 0.001  | 1.29 |
|      | Antropico (−0.23) < Suoni Naturali (0.34)  | 8.42  | < 0.001  | 1.60 |
|      | Antropico (−0.23) < Vent. Mec. (−0.09)     | 2.06  | 0.04     | 0.39 |
|      | Quiete (0.23) > Suoni Naturali (0.34)      | 4.75  | 0.1      | 0.30 |
|      | Quiete (0.23) > Vent. Mec. (−0.09)         | 1.61  | < 0.001  | 0.90 |
|      | Suoni Naturali (0.34) > Vent. Mec. (−0.09) | 6.36  | < 0.001  | 1.2  |
|      | Suoni Naturali (0.34) > Vent. Mec. (−0.09) | 6.36  | < 0.001  | 1.2  |

**Tab. 4 – Confronti a coppie dell'interazione tra condizioni acustiche ed età su ISOEventfulness, calcolati ad età fissata. Le colonne, indicano: età (SSIG = Studenti di Scuola Secondaria di I Grado, Uni = Universitari), confronto tra condizioni con i valori stimati, valore del test statistico, il p. value ed infine effect size come d di Cohen. Il confronto è significativo quando p. value ≤ 0.05**

*Pairwise comparisons of the interaction between acoustic conditions and age on ISOEventfulness computed with age held constant. The columns indicate: Age (SSIG = Schoolchildren, Uni = University students), comparison between conditions with estimated values, test statistic value, p. value, and finally the effect size as Cohen's d. The comparison is significant when the p. value ≤ 0.05*

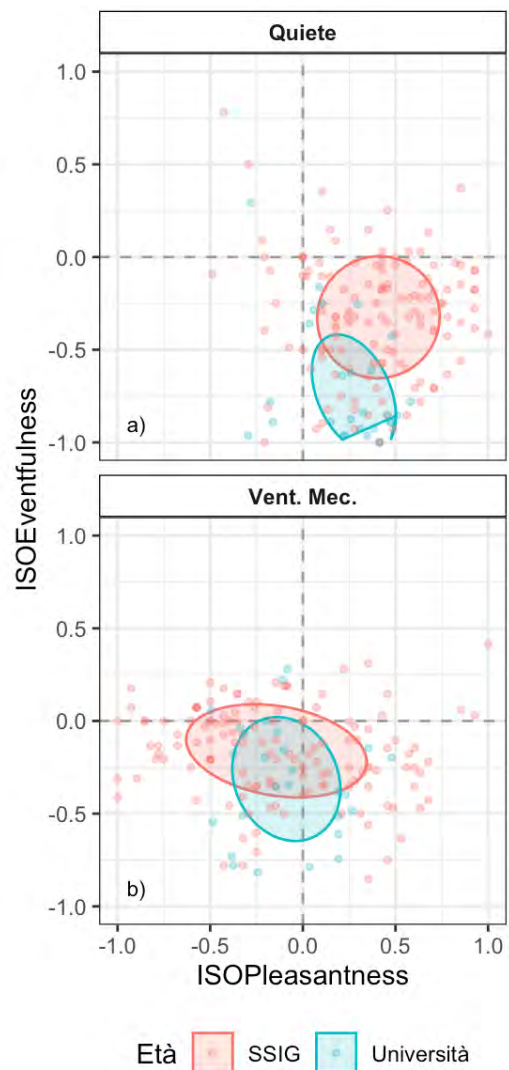
| Età  | Confronto                                   | t     | p. value | d    |
|------|---------------------------------------------|-------|----------|------|
| SSIG | Antropico (0.20) > Quiete (−0.34)           | 13.52 | < 0.001  | 1.65 |
|      | Antropico (0.20) > Suoni Naturali (−0.03)   | 6.06  | < 0.001  | 0.74 |
|      | Antropico (0.20) > Vent. Mec. (−0.17)       | 9.69  | < 0.001  | 1.18 |
|      | Quiete (−0.34) < Suoni Naturali (−0.03)     | 7.51  | < 0.001  | 0.91 |
|      | Quiete (−0.34) < Vent. Mec. (−0.17)         | 3.88  | < 0.001  | 0.17 |
|      | Suoni Naturali (−0.03) > Vent. Mec. (−0.17) | 3.64  | < 0.001  | 0.44 |
|      | Suoni Naturali (−0.03) > Vent. Mec. (−0.17) | 3.64  | < 0.001  | 0.44 |
| Uni  | Antropico (0.21) > Quiete (−0.73)           | 15.72 | < 0.001  | 2.98 |
|      | Antropico (0.21) > Suoni Naturali (−0.07)   | 4.66  | < 0.001  | 0.88 |
|      | Antropico (0.21) > Vent. Mec. (−0.35)       | 9.43  | < 0.001  | 1.79 |
|      | Quiete (−0.73) < Suoni Naturali (−0.07)     | 11.06 | < 0.001  | 2.09 |
|      | Quiete (−0.73) < Vent. Mec. (−0.35)         | 6.29  | < 0.001  | 1.19 |
|      | Suoni Naturali (−0.07) > Vent. Mec. (−0.35) | 4.77  | < 0.001  | 0.90 |
|      | Suoni Naturali (−0.07) > Vent. Mec. (−0.35) | 4.77  | < 0.001  | 0.90 |

I grafici permettono di comprendere meglio quanto osservato nei confronti a coppie; ovvero: i) il rumore antropico viene riconosciuto da bambini ed adulti come caotico (II quadrante di Fig. 3) con le distribuzioni quasi del tutto sovrapposte; ii) i suoni naturali sono percepiti come piacevoli per entrambe le età con le valutazioni che variano prevalentemente sull'asse della *ISOEventfulness* (presenza di eventi nello stimolo sonoro); iii) il rumore della ventilazione meccanica è percepito come monotono (III quadrante del grafico di Fig. 4) dagli studenti universitari, mentre gli studenti della scuola secondaria lo percepiscono un po' più neutro per via di valutazioni più estese ma senza differenze eccessive; iv) la condizione di quiete infine viene percepita come calma (IV quadrante del diagramma) per entrambi i gruppi di età, con una presenza maggiore di eventi per i bambini.



**Fig. 3 – Contorno del 50-esimo percentile della distribuzione spaziale di ISO Pleasantness ed ISO Eventfulness per entrambi i gruppi di età (SSIG = Scuola Secondaria di I Grado, Università).**  
a) Antropico, b) Suoni naturali

**50th percentile contour of the spatial distribution of ISO Pleasantness and ISO Eventfulness for both age groups (SSIG = Lower Secondary School, University).**  
a) Anthropogenic, b) Natural sounds.



**Fig. 4 – Contorno del 50-esimo percentile della distribuzione spaziale di ISO Pleasantness ed ISO Eventfulness per entrambi i gruppi di età (SSIG = Scuola Secondaria di I Grado, Università).**  
a) Quiet, b) Ventilazione Meccanica

**50th percentile contour of the spatial distribution of ISO Pleasantness and ISO Eventfulness for both age groups (SSIG = Lower Secondary School, University).**  
a) Quiet, b) Mechanical ventilation

## 4 | Discussioni

Il lavoro ha cercato di indovinare in via preliminare se l'età possa o meno giocare un ruolo sugli effetti dell'acustica e della qualità dell'aria su abilità di calcolo e sulla percezione del paesaggio sonoro. I risultati hanno confermato che, in un compito di calcolo, gli universitari non solo risultano più accurati, ma anche più veloci rispetto agli studenti in età scolare, in linea con quanto riportato in letteratura [11,12,27]. Tale vantaggio, tuttavia, parrebbe essere indipendente dalla IAQ in quanto non è stato riscontrato alcun effetto principale o di interazione della IAQ. L'assenza di un'influenza della IAQ non è comunque escludibile con certezza per come gli esperimenti sono stati realizzati e maggiori informazioni sono presenti nella sezione limitazioni. Si è osservata invece un'interazione

tra l'età e le condizioni di ascolto, in riferimento al tempo di risposta nel compito. Gli studenti della Scuola Secondaria di I Grado presentano infatti tempi di risposta complessivamente più lunghi in presenza di rumore di natura antropica, mentre per gli studenti universitari si osserva un andamento opposto. Questi risultati trovano parziale conferma nella letteratura relativa ai processi attentivi in bambini e adulti [12,37]. Dalla letteratura è emerso che i bambini sono più soggetti a distrazioni rispetto agli adulti specialmente nel caso di stimoli sonori che siano ricchi di eventi salienti. In questo studio, tale differenza emerge in particolare per il rumore antropico, il quale tra i vari stimoli sonori proposti è quello con il maggior numero di eventi salienti. Ciò è confermato anche dai valori più elevati di *ISO Eventfulness* riportati da entrambi i gruppi di studenti. Un'ulteriore interpretazione riguarda un possibile effetto sulla



memoria di lavoro, necessaria per mantenere mentalmente l'equazione e i risultati intermedi. Le abilità di memoria sono infatti strettamente correlate alle abilità matematiche [38,39] e il rumore antropico utilizzato in questo studio risulta simile agli stimoli sonori descritti in letteratura come ricchi di eventi o contenenti parlato non intelligibile, i quali hanno mostrato effetti negativi sulla memoria nei bambini [37]. La riduzione dell'attenzione o la degradazione della memoria potrebbero quindi aver indotto gli studenti più giovani a leggere più lentamente l'operazione e rileggere parti di essa, determinando di conseguenza un incremento dei tempi di risposta. Per quanto riguarda gli effetti positivi di un rumore antropico sugli adulti, si rimanda al lavoro di Pellegatti *et al.* [9] per una spiegazione completa e dettagliata. In sintesi, il rumore antropico potrebbe aver innalzato lo stato di attivazione degli studenti universitari, favorendo così un miglioramento delle prestazioni. È noto, infatti, che gli stimoli sonori sono in grado di aumentare il livello di attivazione di base degli individui [40]; tuttavia, quelli caratterizzati da un numero maggiore di eventi salienti risultano avere un effetto più marcato [41,42]. Lo stato di attivazione e le prestazioni cognitive sono tra loro legati secondo la legge di Yerkes-Dodson [43,44] che descrive una relazione ad U rovesciata, con un massimo delle prestazioni raggiunto per livelli intermedi di attivazione. Infine, per quanto riguarda le valutazioni del paesaggio sonoro il confronto mostra come sia presente un effetto di interazione tra età e stimoli sonori sia per la *ISO Pleasantness* che per la *ISO Eventfulness*. Le differenze tra i due gruppi riguardano tuttavia principalmente l'ampiezza di utilizzo della scala di valutazione. Gli adulti tendono a fornire giudizi più contenuti rispetto ai bambini nella valutazione della piacevolezza, mentre, nella valutazione dell'*ISO Eventfulness*, si osserva un andamento opposto, con una maggiore variabilità nelle risposte degli adulti rispetto agli studenti più giovani. La posizione nel diagramma circomplesso, tuttavia, rimane invariata per tutte le condizioni acustiche, indicando che entrambi i gruppi valutano l'ambiente sonoro in modo sostanzialmente simile a meno di piccole differenze sulla ventilazione meccanica e la quiete. La prima potrebbe essere spiegata dall'abitudine a quello stimolo sonoro: tutte le aule dei bambini erano infatti dotate di finestre per la ventilazione, mentre nelle aule universitarie è più facile trovare sistemi di ventilazione meccanica. Per quanto riguarda la quiete invece l'ambiente sonoro del Field Labs è risultato essere più quieto di quello nel Façade System Interaction Lab. Nonostante siano state prese precauzioni come l'utilizzo in entrambi i casi di cuffie il numero di eventi salienti del Façade System Interaction Lab era maggiore a causa della sua locazione. In generale i risultati suggeriscono quindi che l'età influisce più sull'intensità con cui vengono espressi i giudizi percettivi, piuttosto che sulla struttura complessiva della valutazione del paesaggio sonoro, illustrando come la valutazione data utilizzando gli attributi per l'ambiente esterno parrebbe mantenersi inalterata per le due fasce di età, cosa che invece non accadrebbe nel caso dell'utilizzo dei parametri sviluppati per l'ambiente interno [45].

## 5 | Limitazioni

Il lavoro è soggetto a diverse limitazioni che hanno reso questa comparazione puramente di natura esplorativa. In primo luogo, il confronto è stato effettuato utilizzando dati di due esperimenti diversi, caratterizzati da un numero differente di partecipanti, ambienti e contesti; la realizzazione di un unico esperimento avrebbe garantito risultati più robusti e non esclusivamente di carattere esplorativo. Si è cercato di ridurre al minimo le possibili differenze. Ad esempio, per minimizzare quelle legate all'ambiente, sono state prese precauzioni quali applicare la medesima metodologia e far indossare le cuffie durante l'esecuzione delle condizioni di quiete. Tuttavia, nella condizione di quiete non è stato possibile rendere perfettamente identici i due ambienti, e questo è emerso chiaramente nei risultati della valutazione del paesaggio sonoro. Sempre in merito agli ambienti, sono state controllate solamente le condizioni acustiche e di qualità dell'aria, mentre tutti gli altri parametri ambientali sono stati solamente monitorati. Poiché tutti i parametri dell'ambiente interno possono influenzare sia le abilità cognitive che il comfort percepito, anche variazioni di lieve entità tra le diverse sessioni sperimentali e tra i due laboratori potrebbero aver influenzato, almeno in parte, i risultati osservati. Un'altra limitazione, riconducibile all'utilizzo di due esperimenti differenti, è il diverso disegno sperimentale: di tipo *split-plot* per la SSIG e *full-within* per gli universitari, il quale ha ridotto la potenza statistica nell'identificare gli effetti dell'IAQ.

Sempre in merito alla mancanza di effetti significativi legati all'IAQ, per il gruppo SSIG si è utilizzata dapprima CO<sub>2</sub> pura per raggiungere la concentrazione di test, mentre per gli universitari solamente bioeffluenti. La letteratura mostra come per gli adulti la CO<sub>2</sub> pura non abbia alcun effetto, e questo potrebbe aver influenzato anche i risultati relativi alla SSIG. Un'ulteriore limitazione riguarda i fattori sociali e culturali, come ad esempio il Paese di origine degli studenti, che potrebbero influenzare sia la percezione dell'ambiente sonoro sia le abilità cognitive [46–48]. I risultati, infatti, non sono stati controllati per tali fattori. Sebbene entrambe le istituzioni siano caratterizzate da un forte profilo internazionale, la composizione dei due gruppi presentava alcune differenze: il campione della SSIG era a prevalenza italiana, mentre gli studenti della DTU provenivano da tutta l'Eurasia. In ogni caso, l'elevata multiculturalità, specialmente di quello universitario ha reso impossibile garantire un'univocità culturale. La sesta limitazione riguarda il fatto che gli studenti della Scuola Secondaria di Primo Grado avevano già svolto in precedenza l'esperimento in classe [28] prima di ripeterlo in laboratorio. Questa familiarità con il protocollo sperimentale potrebbe aver influenzato gli effetti osservati nella sessione laboratoriale. Di conseguenza, risulterebbe opportuno prevedere in futuro una comparazione diretta tra i risultati ottenuti in aula e quelli raccolti in laboratorio. La penultima limitazione riguarda il test utilizzato che è risultato troppo facile specialmente per gli adulti, tale limitazione è già stata ampiamente affrontata in Ref. [9]. In sintesi, un test troppo facile può aver compromesso lo studio

dell'influenza dell'età sull'accuratezza del compito di calcolo. Infine, come ultima limitazione, gli effetti identificati degli stimoli sonori sono stati spiegati con variazioni dei livelli di attivazione. Tuttavia, tale spiegazione, seppur ragionevole, rimane solamente a livello ipotetico poiché non sono state effettuate misure comportamentali o fisiologiche dei livelli di attivazione delle persone.

## 6 | Conclusioni

Il presente studio ha confrontato due gruppi di studenti, universitari e alunni della Scuola Secondaria di I Grado, con l'obiettivo di verificare in via esplorativa se l'età influenzi gli effetti dei suoni della ventilazione e della qualità dell'aria sulle prestazioni cognitive e sulla valutazione del paesaggio sonoro. L'analisi parrebbe non aver individuato effetti significativi della qualità dell'aria anche se quest'ultima è soggetta diverse limitazioni come indicato nella sezione precedente. Sono emerse invece interazioni significative tra l'età e le condizioni acustiche, sia per le prestazioni di calcolo che per la percezione del paesaggio sonoro. Per quanto riguarda le prestazioni cognitive, si conferma che gli adulti ottengono risultati migliori dei bambini, con una maggiore accuratezza e tempi di risposta più brevi. È probabile che gli studenti più giovani non abbiano ancora sviluppato una piena "resistenza al rumore", risultando così più soggetti alle distrazioni causate da stimoli sonori ricchi di eventi, come il rumore di natura antropica. Curiosamente, questa stessa ricchezza di eventi sembra invece avere un effetto stimolante sugli adulti, contribuendo a un miglioramento delle prestazioni in questa condizione acustica. Per quanto riguarda la valutazione del paesaggio sonoro, le differenze osservate tra adulti e ragazzi risultano essere principalmente legate a tre aspetti: l'utilizzo della scala di valutazione, l'abitudine a stimoli sonori specifici e l'ambiente di test. I risultati però mostrano come, in generale, i diversi stimoli sonori vengono percepiti in modo sostanzialmente analogo dai due gruppi, suggerendo come i metodi di valutazione del paesaggio sonoro validati per gli adulti potrebbero funzionare anche per popolazioni di bambini della Secondaria di I Grado.

## Conclusions

The present study compared two groups of students – university students and lower secondary school pupils – with the exploratory aim of determining whether age influences the effects of ventilation noise and air quality on cognitive performance and soundscape assessment. The analysis did not appear to identify any significant effects of air quality, although the latter is subject to several limitations, as indicated in the preceding section. Conversely, significant interactions emerged between age and acoustic conditions for both calculation performance and soundscape perception. Regarding cognitive performance, the findings confirm that adults achieve better results than children, demonstrating greater accuracy and shorter response times. It is probable that younger students have not yet developed

full "noise resilience", thus making them more susceptible to distractions caused by event-rich acoustic stimuli, such as anthropogenic noise. Interestingly, this same richness of events appears to exert a stimulating effect on adults, contributing to improved performance under this acoustic condition. Concerning soundscape assessment, the differences observed between adults and adolescents appear to be primarily linked to three aspects: the use of the rating scale, habituation to specific acoustic stimuli, and the testing environment. However, the results demonstrate that, in general, the various acoustic stimuli are perceived in a substantially similar manner by both groups, suggesting that soundscape assessment methods validated for adults could also be effective for lower secondary school populations.

## Bibliografia

- [1] M. Schweiker, E. Ampatzi, M.S. Andargie, R.K. Andersen, E. Azar, V.M. Barthelmes, C. Berger, L. Bourikas, S. Carlucci, G. Chinazzo, L.P. Edappilly, M. Favero, S. Gauthier, A. Jamrozik, M. Kane, A. Mahdavi, C. Piselli, A.L. Pisello, A. Roetzel, A. Rysanek, K. Sharma, S. Zhang, Review of multi-domain approaches to indoor environmental perception and behaviour, *Build. Environ.* 176 (2020) 106804. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.106804>.
- [2] N.E. Klepeis, W.C. Nelson, W.R. Ott, J.P. Robinson, A.M. Tsang, P. Switzer, J. V. Behar, S.C. Hern, W.H. Engelmann, The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): a resource for assessing exposure to environmental pollutants, *J. Expo. Sci. Environ. Epidemiol.* 11 (2001) 231–252. <https://doi.org/10.1038/sj.jea.7500165>.
- [3] Education at a Glance 2025, OECD Publishing, 2025. <https://doi.org/10.1787/1c0d9c79-en>.
- [4] B. Du, M.C. Tandoc, M.L. Mack, J.A. Siegel, Indoor CO2 concentrations and cognitive function: A critical review, *Indoor Air* 30 (2020) 1067–1082. <https://doi.org/10.1111/ina.12706>.
- [5] G. Chinazzo, R.K. Andersen, E. Azar, V.M. Barthelmes, C. Becchio, L. Belussi, C. Berger, S. Carlucci, S.P. Corgnati, S. Crosby, L. Danza, L. de Castro, M. Favero, S. Gauthier, R.T. Hellwig, Q. Jin, J. Kim, M. Sarey Khanie, D. Khovalyg, C. Lingua, A. Luna-Navarro, A. Mahdavi, C. Miller, I. Mino-Rodriguez, I. Pigliautile, A.L. Pisello, R.F. Rupp, A.-M. Sadick, F. Salamone, M. Schweiker, M. Syndicus, G. Spigiantini, N.G. Vasquez, D. Vakalis, M. Vellei, S. Wei, Quality criteria for multi-domain studies in the indoor environment: Critical review towards research guidelines and recommendations, *Build. Environ.* 226 (2022) 109719. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.109719>.
- [6] M. Pellegatti, S. Torresin, C. Visentin, F. Babich, N. Prodi, Indoor soundscape, speech perception, and cognition in classrooms: A systematic review on the effects of ventilation-related sounds on students, *Build. Environ.* 236 (2023) 110194. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2023.110194>.
- [7] I. Balazova, G. Clausen, D.P. Wyon, The influence of exposure to multiple indoor environmental parameters on human perception, performance and motivation., in: CLIMA 2007.WellBeing Indoors: Proceedings Congress., FINVAC, Helsinki, 2007.
- [8] Z. Pan, S.K. Kjaergaard, L. Mølhave, A chamber-experiment investigation of the interaction between perceptions of noise and odor in humans, *Int. Arch. Occup. Environ. Health* 76 (2003) 598–604. <https://doi.org/10.1007/s00420-003-0464-3>.

- [9] M. Pellegatti, C. Visentin, S. Torresin, F. Babich, P. Wargocki, N. Prodi, Combined and cross-modal effects of acoustic and indoor air quality conditions on sensory and cognitive responses of university students, *Build. Environ.* 288 (2026) 114005. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2025.114005>.
- [10] G. Clausen, L. Carrick, P.O. Fanger, S.W. Kim, T. Poulsen, J.H. Rindel, A Comparative Study Of Discomfort Caused By Indoor Air Pollution, Thermal Load And Noise, *Indoor Air* 3 (1993) 255–262. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.1993.00006.x>.
- [11] D. Connolly, J. Dockrell, B. Shield, R. Conetta, C. Mydlarz, T. Cox, The effects of classroom noise on the reading comprehension of adolescents, *J. Acoust. Soc. Am.* 145 (2019) 372–381. <https://doi.org/10.1121/1.5087126>.
- [12] K. Loh, E. Fintor, S. Nolden, J. Fels, Children's intentional switching of auditory selective attention in spatial and noisy acoustic environments in comparison to adults., *Dev. Psychol.* 58 (2022) 69–82. <https://doi.org/10.1037/dev0001239>.
- [13] M. Pellegatti, C. Visentin, S. Torresin, F. Babich, N. Prodi, Soundscape and indoor air quality in naturally ventilated educational environments: a multi-domain study, in: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, 2024: pp. 2419–2425. [https://doi.org/10.3397/IN\\_2024\\_3180](https://doi.org/10.3397/IN_2024_3180).
- [14] American Psychological Association - Dictionary of Psychology, Cognitive ability, (2023).
- [15] International Organization for Standardization, ISO 12913-1:2014 Acoustics – Soundscape – Part 1: Definition and conceptual framework, (2014).
- [16] Ö. Axelsson, M.E. Nilsson, B. Berglund, A principal components model of soundscape perception, *J. Acoust. Soc. Am.* 128 (2010) 2836–2846. <https://doi.org/10.1121/1.3493436>.
- [17] International Organization for Standardization, ISO - ISO/TS 12913-2:2018 – Acoustics – Soundscape – Part 2: Data collection and reporting requirements, (2018). <https://www.iso.org/standard/75267.html> (accessed July 21, 2022).
- [18] S. Torresin, F. Aletta, T. Oberman, V. Vinciotti, R. Albatici, J. Kang, Measuring, representing and analysing indoor soundscapes: A data collection campaign in residential buildings with natural and mechanical ventilation in England, *Build. Environ.* 243 (2023). <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2023.110726>.
- [19] B. West, A. Deuchars, I. Ali-MacLachlan, Office soundscape assessment: A model of acoustic environment perception in open-plan offices, *J. Acoust. Soc. Am.* 156 (2024) 2949–2959. <https://doi.org/10.1121/10.0034230>.
- [20] A. Gupta, G. Torriani, S. Torresin, L. Pistore, M. Pellegatti, L. Piazza, F. Miorin, W. Pasut, A. Belleri, R. Lollini, F. Babich, Thermal comfort and perceived air quality (PAQ) using automatic ceiling fans in residential buildings, *Energy Build.* 330 (2025) 115317. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2025.115317>.
- [21] F. Babich, R. Pinotti, R. Gazzin, C. Visentin, R. Lollini, From single tests to a test-chain: A comprehensive approach for evaluating the interaction between the building envelope and the IEQ, *E3S Web of Conferences* 523 (2024) 01001. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202452301001>.
- [22] J. Toftum, G. Langkilde, P.O. Fanger, New indoor environment chambers and field experiment offices for research on human comfort, health and productivity at moderate energy expenditure, *Energy Build.* 36 (2004) 899–903. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.02.001>.
- [23] European Committee for Standardization, CEN EN 16798-1:2019 Energy performance of buildings - Ventilation for buildings - Part 1: Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics - Module M1-6, (2019).
- [24] X. Zhang, P. Wargocki, Z. Lian, C. Thyregod, Effects of exposure to carbon dioxide and bioeffluents on perceived air quality, self-assessed acute health symptoms, and cognitive performance, *Indoor Air* 27 (2017) 47–64. <https://doi.org/10.1111/INA.12284>.
- [25] A.L. Anwyl-Irvine, J. Massonnié, A. Flitton, N. Kirkham, J.K. Evershed, Gorilla in our midst: An online behavioral experiment builder, *Behav. Res. Methods* 52 (2020) 388–407. <https://doi.org/10.3758/s13428-019-01237-x>.
- [26] M.K. Pichora-Fuller, S.E. Kramer, M.A. Eckert, B. Edwards, B.W.Y. Hornsby, L.E. Humes, U. Lemke, T. Lunner, M. Matthen, C.L. Mackersie, G. Naylor, N.A. Phillips, M. Richter, M. Rudner, M.S. Sommers, K.L. Tremblay, A. Wingfield, Hearing impairment and cognitive energy: The framework for understanding effortful listening (FUEL), in: *Ear Hear.*, Lippincott Williams and Wilkins, 2016: pp. 5S-27S. <https://doi.org/10.1097/AUD.0000000000000312>.
- [27] B. Meinhardt-Injac, S. Schlittmeier, M. Klatte, A. Otto, M. Persike, M. Imhof, Auditory Distraction by Meaningless Irrelevant Speech: A Developmental Study, *Appl. Cogn. Psychol.* 29 (2015) 217–225. <https://doi.org/10.1002/acp.3098>.
- [28] M. Pellegatti, C. Visentin, S. Torresin, F. Babich, N. Prodi, The effect of ventilation-related sound stimuli on 11–14 years students' cognition and soundscape assessments, *Applied Acoustics* 245 (2026) 111206. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2025.111206>.
- [29] R Core Team, R: A Language and Environment for Statistical Computing, (2025). <https://www.r-project.org/>
- [30] D. Bates, M. Mächler, B. Bolker, S. Walker, Fitting Linear Mixed-Effects Models Using **lme4**, *J. Stat. Softw.* 67 (2015). <https://doi.org/10.18637/jss.v067.i01>.
- [31] G.N. Wilkinson, C.E. Rogers, Symbolic Description of Factorial Models for Analysis of Variance, 1973. <https://www.jstor.org/stable/2346786>.
- [32] R. V. Lenth, emmeans: Estimated Marginal Means, aka Least-Squares Means, (2025). <https://doi.org/10.32614/CRAN.package.emmeans>
- [33] J. Cohen, Statistical Power Analysis for the Behavioral Sciences, Routledge, 2013. <https://doi.org/10.4324/9780203771587>.
- [34] F. Aletta, Ö. Axelsson, H. Xie, Soundscape assessment: Towards a validated translation of perceptual attributes in different languages Impact and outreach of soundscape studies View project Urban Design for Sustainable Built Environment View project, n.d. <https://www.researchgate.net/publication/343892927>.
- [35] International Organization for Standardization, ISO - ISO/TS 12913-3:2019 – Acoustics – Soundscape – Part 3: Data analysis, (2019).
- [36] A. Mitchell, F. Aletta, J. Kang, How to analyse and represent quantitative soundscape data, *JASA Express Lett.* 2 (2022) 037201. <https://doi.org/10.1121/10.0009794>.
- [37] M. Klatte, K. Bergström, T. Lachmann, Does noise affect learning? A short review on noise effects on cognitive performance in children, *Front. Psychol.* 4 (2013). <https://doi.org/10.3389/fpsyg.2013.00578>.
- [38] I. Friso-van den Bos, E. van de Weijer-Bergsma, Classroom versus individual working memory assessment: predicting academic achievement and the role of attention and response

- inhibition, *Memory* 28 (2020) 70–82. <https://doi.org/10.1080/09658211.2019.1682170>.
- [39] P. Peng, J. Namkung, M. Barnes, C. Sun, A meta-analysis of mathematics and working memory: Moderating effects of working memory domain, type of mathematics skill, and sample characteristics., *J. Educ. Psychol.* 108 (2016) 455–473. <https://doi.org/10.1037/edu0000079>.
- [40] A. Alvar, A.L. Francis, Effects of background noise on autonomic arousal (skin conductance level), *JASA Express Lett.* 4 (2024). <https://doi.org/10.1121/10.0024272>.
- [41] Y. Lu, K.J. Jaquess, B.D. Hatfield, C. Zhou, H. Li, Valence and arousal of emotional stimuli impact cognitive-motor performance in an oddball task, *Biol. Psychol.* 125 (2017) 105–114. <https://doi.org/10.1016/j.biopsycho.2017.02.010>.
- [42] J. Posner, J.A. Russell, B.S. Peterson, The circumplex model of affect: An integrative approach to affective neuroscience, cognitive development, and psychopathology, *Dev. Psychopathol.* 17 (n.d.) 715–734. <https://doi.org/10.1017/S0954579405050340>.
- [43] K.H. Teigen, Yerkes-Dodson: A Law for all Seasons, *Theory Psychol.* 4 (1994) 525–547. <https://doi.org/10.1177/0959354394044004>.
- [44] R.M. Yerkes, J.D. Dodson, The relation of strength of stimulus to rapidity of habit-formation, *Journal of Comparative Neurology and Psychology* 18 (1908) 459–482. <https://doi.org/10.1002/CNE.920180503>.
- [45] H.K. Cal, F. Aletta, J. Kang, P. Clarke, Student perception of school soundscapes and wellbeing: A mixed methods examination of natural and musical sounds, *Build. Environ.* 277 (2025) 112946. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2025.112946>.
- [46] M.M. Haines, S.A. Stansfeld, R.F.S. Job, B. Berglund, J. Head, Chronic aircraft noise exposure, stress responses, mental health and cognitive performance in school children, *Psychol. Med.* 31 (2001) 265–277. <https://doi.org/10.1017/S0033291701003282>.
- [47] C. Clark, R. Crombie, J. Head, I. Van Kamp, E. Van Kempen, S.A.A. Stansfeld, Does traffic-related air pollution explain associations of aircraft and road traffic noise exposure on children's health and cognition? A secondary analysis of the United Kingdom sample from the RANCH project, *Am. J. Epidemiol.* 176 (2012) 327–337. <https://doi.org/10.1093/aje/kws012>.
- [48] S.A.A. Stansfeld, B. Berglund, C. Clark, I. Lopez-Barrio, P. Fischer, E. Öhrström, M.M.M. Haines, J. Head, S. Hygge, I. Van Kamp, I. Van Kamp, B.F.F. Berry, Aircraft and road traffic noise and children's cognition and health: A cross-national study, *Lancet* 365 (2005) 1942–1949. [https://doi.org/10.1016/S0140-6736\(05\)66660-3](https://doi.org/10.1016/S0140-6736(05)66660-3).





# Preliminary analysis of an *in-situ* measurement system for normal-incidence absorption coefficient using a microphone array

Paolo Bonfiglio<sup>a\*</sup> | Daniele Ponteggia<sup>a</sup> | Andrea Farnetani<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Materiacustica Srl,  
Via Ravera, 15A, 44122 Ferrara  
\* Corresponding author:  
paolo.bonfiglio@materiacustica.it

**Ricevuto:** 17/1/2026

**Accettato:** 17/3/2026

**On line first:** 20/4/2026

**DOI:** 10.3280/riaof-2026oa21889

**ISSN:** 2385-2615

Acoustic characterization of materials is crucial to evaluate their sound-absorbing properties under real conditions. Standard methods, such as the impedance tube (ISO 10534-2) and the re-verberation chamber (ISO 354), show limitations for *in-situ* measurements. This study presents an innovative approach to estimate the normal-incidence absorption coefficient using a low-cost 4x4 microphone array. The method computes normalized acoustic impedance and reflection coefficient from microphone pairs, with free-field calibration. The system covers 100 Hz-5000 Hz through variable spacers and reduces operational complexity compared to traditional techniques. Numerical validation via finite element modelling and experimental tests in anechoic chamber show good agreement with analytical models and standards, with deviations comparable to the reproducibility of standardized methods. Results confirm the robustness of the approach against geometric variations and edge effects, enabling fast and reliable measurements in real environments.

**Keywords:** materials characterization, normal-incidence absorption coefficient, microphone array, acoustic impedance

## **Analisi preliminare di un sistema di misura *in situ* per il coefficiente di assorbimento a incidenza normale mediante array di microfoni**

La caratterizzazione acustica dei materiali è cruciale per valutarne le proprietà fonoassorbenti in condizioni reali. I metodi standard, come il tubo d'impedenza (ISO 10534-2) e la camera riverberante (ISO 354), mostrano limiti nelle misure *in situ*. Questo studio propone un approccio innovativo per stimare il coefficiente di assorbimento a incidenza normale mediante un array di microfoni a basso costo (4x4). La tecnica si basa sul calcolo di impedenza acustica normalizzata e coefficiente di riflessione da coppie di microfoni, con calibrazione in campo libero. Il sistema copre 100 Hz-5000 Hz grazie a distanziatori variabili e riduce la complessità rispetto alle procedure tradizionali. La validazione numerica, tramite elementi finiti, e le prove in camera anecoica evidenziano buona concordanza con modelli analitici e standard, con scarti medi in linea con la riproducibilità delle tecniche normative. I risultati confermano la robustezza del metodo rispetto a variazioni geometriche ed effetti di bordo, aprendo la strada a misure rapide e affidabili in ambienti reali.

**Parole chiave:** caratterizzazione materiali, coefficiente di assorbimento per incidenza normale, array microfonico, impedenza acustica

## **1 | Introduction**

Acoustic characterization of materials represents the starting point for evaluating their sound-absorbing and reflecting properties. Traditionally, this phase relies on standardized laboratory methods, which ensure repeatability, more robust comparison among samples tested by different laboratories, and compliance with international regulations.

One of the most commonly adopted techniques in acoustic characterization is the impedance tube method, standardized by ISO 10534-2 [1] and ASTM E1050 [2]. This approach allows the determination of the normal-incidence absorption coefficient and the surface impedance,  $Z_s$ , of the material. This technique is based on measuring the trans-

fer function between two microphones mounted inside a rigid tube through which the sound wave propagates. This method offers several advantages: it is fast, requires small samples of material, and directly provides the value of  $Z_s$ . However, it does not reproduce the diffuse-field conditions typical of real environments and therefore may not always represent *in-situ* performance. A second well-established method is the reverberation chamber technique, described in ISO 354 [3] and ASTM C423 [4]. In this case, the absorption coefficient is estimated under diffuse-field conditions by exploiting the variation in sound decay times with and without the sample inside the chamber. This technique is particularly suitable for defining product specifications under diffuse field conditions and for comparative assess-

ments on large samples. Nevertheless, it presents some critical issues: edge effects and diffraction phenomena may occur, and inconsistent results may be found due to simplified assumptions of the method, as in the case of highly absorbing materials for which absorption coefficient greater than unity can be found. When moving to in-situ measurements, several families of methods come into play to determine the absorption coefficient,  $\alpha$ , the reflection coefficient,  $R$ , and the surface impedance,  $Z_s$ , under real conditions. Among these, the Tamura method deserves mention: it is based on measuring the complex acoustic field on two parallel planes close to the surface. Through a spatial Fourier transform, it is possible to separate the incident and reflected components, thus obtaining  $R$  for oblique incidences and deriving  $\alpha$  and  $Z_s$  [5-8]. Other advanced techniques exploit microphone arrays and Near-Field Acoustic Holography (NAH), enabling reconstruction of the sound field near the surface and detailed estimation of  $Z_s$  and  $\alpha$ , even as the incidence angle varies. Common configurations include double-layer arrays, spherical arrays, and approaches based on beamforming or adaptive nulling [9-13]. Another category of instruments is represented by pressure-velocity probes, which simultaneously measure pressure,  $p$ , and particle velocity,  $u$ , a few centimetres from the surface. This allows direct computation of surface impedance  $Z_s = p/u$  and, consequently,  $R$  and  $\alpha$  [14-16]. Two-microphone in-situ methods estimate normal impedance  $Z_s$  from their transfer function,  $H_{ab}$ , even in the presence of ambient noise. Variants, such as ensemble averaging, extend the measurement to random incidence and, more recently, have been integrated with data-driven approaches based on machine learning techniques [17-19]. Finally, in outdoor and road contexts, impulsive and subtraction methods are used, formalized by ISO 13472 (both the extended surface and spot methods). These approaches enable in-situ measurements on pavements and noise barriers, ensuring robustness to noise and compliance with standards [20-23]. A summary of the main advantages and disadvantages of the discussed methods is provided in Table 1.

The research presented here proposes a preliminary analysis of an innovative system for measuring the acoustic absorption coefficient under normal-incidence conditions, performed directly in-situ. The method is based on the use of a low-cost microphone array arranged in a 4x4 configuration, designed to ensure ease of implementation and cost reduction compared to traditional solutions. The primary goal of the proposed technique is to enable rapid and reliable determination of the absorption coefficient over an extended frequency range, overcoming the typical limitations of standardized methodologies and commonly reported procedures in the literature. This approach aims to offer greater operational flexibility, reducing measurement complexity and expanding applicability in real-world contexts where test conditions do not always allow the use of conventional techniques.

**Tab. 1 – Comparison between standard and in-situ methods for measuring  $\alpha$  and  $Z_s$**   
**Confronto tra metodi standard in situ per la misura di  $\alpha$  e  $Z$**

| Method (standard/ref.)                                     | Advantages                                                          | Disadvantages                                                  |
|------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|
| Impedance tube (ISO 10534-2-ASTM/E1050) <sup>[1,2]</sup>   | Small sample; direct measurement of $Z_s$ ; high repeatability      | Lateral constraint effects                                     |
| Reverberation chamber (ISO 354/ASTM C423) <sup>[3,4]</sup> | Realistic diffuse field; datasheet reference                        | Large samples; $\alpha > 1$ possible; edge/diffraction effects |
| SFT (Tamura) <sup>[5-7]</sup>                              | Angular information; full estimation of $R/Z_s/\alpha$              | Complex setup; leakage; spurious reflections                   |
| Array/NAH <sup>[9-13]</sup>                                | Spatial mapping; non-invasive; <i>in-situ</i>                       | Cost/complexity; sensitivity to noise/positioning              |
| $p$ - $u$ probe <sup>[14-16]</sup>                         | Direct measurement of $Z_s$ ; fast, portable                        | Critical calibration; challenging at low frequencies           |
| Two-microphone in situ <sup>[17-19]</sup>                  | Simple set-up; usable with ambient noise                            | Plane-wave propagation assumption; low-frequency limitations;  |
| Impulse ISO 13472 <sup>[20-23]</sup>                       | Robust in real-world conditions; large surfaces; reference standard | Dependence on gating/geometry.                                 |

The structure of this article is as follows. Section 2 introduces the theoretical framework underlying the proposed method, providing a detailed description of the principles and assumptions guiding its formulation, and the measurement set-up. Section 3 presents the validation activities, which include both numerical simulations and experimental tests aimed at assessing the effectiveness and reliability of the method. Finally, the main conclusions are discussed, and future development perspectives are outlined.

## 2 | Materials and methods

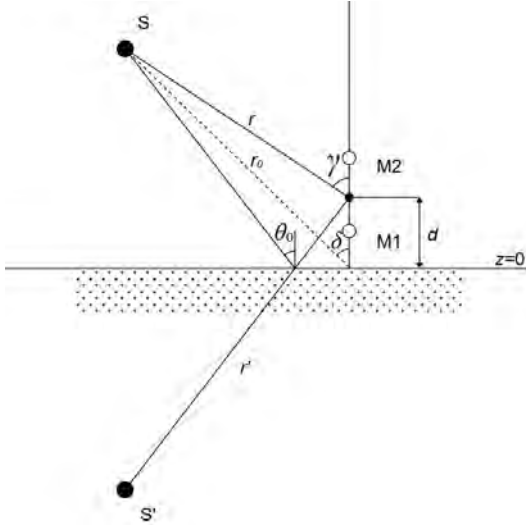
### 2.1 | Proposed methodology

With reference to Figure 1, consider an acoustic monopole placed near a flat reflecting surface located in the plane  $z = 0$ . The system is analysed in the context of sound propagation with specular reflection, with two observation points (microphones M1 and M2) positioned in space. The distance between the source S and the midpoint is denoted by  $r$ , while the distance between the mirrored source S' and the midpoint is indicated by  $r'$ . The midpoint is located at a vertical distance  $d$  from the reference plane.

Moreover:

- $\gamma$  denotes the angle of incidence with respect to the vertical (normal to the reference plane);
- $\delta$  denotes the angle between the source and the projection of the midpoint onto the reference plane.

- $\theta_0$  is the angle between the source and the point of reflection;
- $r_0$  is the distance between the source and the projection of the midpoint onto the reference plane.



**Fig. 1 – Geometry of the problem**  
**Geometria del problema**

The starting point of the proposed formulation (herein-after referred to as the “Proposed methodology”) is that the normalized acoustic impedance at the midpoint between two microphones can be calculated as:

$$z_M = \frac{1}{\rho c} \cdot \frac{p_M}{u_M} [-] \quad (1)$$

being:

$$p_M = \frac{p_{M1} + p_{M2}}{2} [Pa] \quad (2)$$

$$u_M = \frac{p_{M2} - p_{M1}}{j\rho cka} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3)$$

the pressure and the particle velocity (in perpendicular direction to the reference plane) respectively and  $a$  is the distance between the microphones,  $k$  the wavenumber and  $c$  the speed of sound.

Starting from the normalized acoustic impedance at the midpoint, the complex reflection coefficient can be calculated as follows:

$$R(\theta_0) = \left( \frac{\beta \left( 1 + \frac{j}{kr} \right) z_M \cos(\theta_0) - 1}{\left( 1 + \frac{j}{kr} \right) z_M \cos(\theta_0) + 1} \right) \cdot \frac{r'}{r} \cdot e^{-ik(r-r')} \quad (4)$$

where  $\beta$  is calculated from Figure 1 as:

$$\beta = \frac{\cos(\gamma)}{\cos(\theta_0)} \quad (5)$$

When the geometric correction factor  $\beta$  is approximately equal to unity and the distances  $r$  and  $r'$  are not significantly different, the spherical-wave reflection coefficient simplifies considerably. Under these conditions, the additional terms accounting for near-field effects and source-image geometry

have little influence on the result. Consequently, the reflection coefficient obtained from the spherical-wave model will be very close to that predicted by the plane-wave assumption at normal incidence. This occurs because the propagation behaves almost as if the wavefronts were planar, making the two formulations practically equivalent in terms of magnitude and phase.

Finally, the acoustic absorption coefficient is calculated as follows:

$$\alpha(\theta_0) = 1 - |R(\theta_0)|^2 [-] \quad (6)$$

The proposed formulation includes calibration for free field conditions. In fact, the normalized acoustic impedance at a distance  $r$  (the distance between the probe and the midpoint between the two microphones) can be expressed as:

$$z_{free,theor} = \frac{1}{\cos(\gamma)} \cdot \frac{1}{1 + \frac{j}{kr}} [-] \quad (7)$$

After performing the free-field measurement:

$$z_{free,meas} = \frac{1}{\rho c} \cdot \frac{p_{M,free}}{u_{M,free}} [-] \quad (8)$$

it is possible to define a calibration function as follows:

$$z_{cal} = \frac{z_{free,theor}}{z_{free,meas}} [-] \quad (9)$$

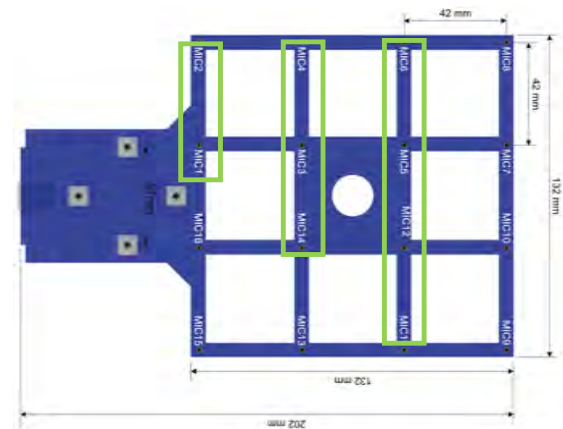
Subsequently, the measurement on the material is corrected as follows:

$$z_M = \frac{1}{\rho c} \cdot \frac{p_M}{u_M} \cdot z_{cal} [-] \quad (10)$$

The use of a microphone array makes it possible to simultaneously create several microphone pairs. Specifically, with reference to Figure 2, the following can be constructed:

- 12 pairs with 42 mm spacing (range 2000-5000 Hz);
- 8 pairs with 84 mm spacing (range 300-2000 Hz);
- 4 pairs with 126 mm spacing (range 100-300 Hz).

Frequency ranges have been initially selected based on the indications provided in [1] and subsequently validated through the numerical analysis presented in the following section.



**Fig. 2 – Microphone pairs (types of probes are indicated with green boxes) [24]**

**Coppie microfoniche (le tipologie di sonde sono indicate con i box verdi)**



The three types of probes allow measurements to be carried out within appropriate frequency ranges in order to minimize the effect of the finite difference approximation. The frequency ranges used are indicated, in parentheses, in the previous list.

The calculation of the absorption coefficient for all microphone pairs makes it possible to obtain absorption curves as a function of the angle of incidence. The random-incidence absorption, limited to the actual angles of incidence  $\theta_{\min}$  and  $\theta_{\max}$ , computed directly from the geometry of the problem (source–array distance, array–surface distance, array spacings), is calculated as follows:

$$\alpha_{rnd} = \frac{\int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \alpha(\theta) \cos(\theta) \sin(\theta) d\theta}{\int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \cos(\theta) \sin(\theta) d\theta} \quad (11)$$

## 2.2 | Measurement set-up and signal processing

The experimental setup was designed to ensure maximum accuracy in measuring acoustic responses and to replicate the conditions required by the proposed method. The configuration includes the following main components:

- 16-channel MEMS microphone array KNOWLES SPH1668LM4H (Minidsp UMA-16 V2 USB [24]) used to acquire acoustic pressures at points distributed in space according to a predefined geometry. This arrangement allows the reconstruction of the sound field and the application of impedance and absorption coefficient calculation procedures.
- FOCUSRITE SCARLETT 4i4 audio interface used for generating the excitation signal.
- Sound source (consisting of a FAITAL 3FA25 3.5 inches loudspeaker and a 3D-printed cabinet) for generating the test signal.
- PRO-JECT STEREO BOX S2 power amplifier required to drive the loudspeaker at the desired sound pressure level, maintaining system linearity and minimizing signal distortion.

In order to minimize the influence of spurious reflections, an exponential sweep was used as the excitation signal. The system responses were processed by convolution with an inverse filter, thus obtaining the impulse responses required for the analysis [25].

A time window was applied to each response in accordance with the specifications given in ISO 13472-1 [20], in order to isolate the contribution of the direct sound and the first reflection and to reduce the effect of residual reflections. Furthermore, in compliance with the same standard, a time-alignment procedure for the direct sound was implemented to correct any phase shifts between the preliminary free-field measurement and the tests carried out on the actual material. Finally, by measuring the time of flight between the direct sound and the reflected sound, it is possible to estimate the distance between the source, the microphone array and the reflection plane.

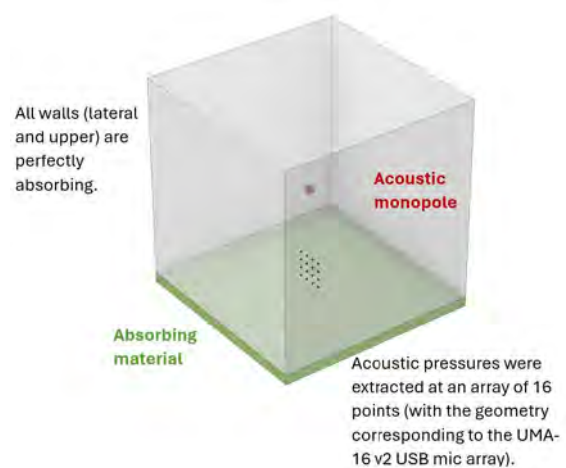
## 3 | Results

### 3.1 | Numerical validation

For an initial numerical validation, a finite element model (FEM) of a poroacoustic material was developed. The model, created using Comsol Multiphysics 6.1 and illustrated in Figure 3, reproduces a simplified configuration for simulating acoustic absorption measurements.

The geometry consists of a cubic volume whose lateral and upper walls are defined as perfectly absorbing, in order to eliminate unwanted reflections and approximate free-field conditions. On the lower surface of the volume lies the sound-absorbing material under analysis, modelled according to the Johnson-Champoux-Allard model [26], which also allows the analytical calculation of the absorption coefficient for comparison with the results of the proposed method. The parameters used for the material were: airflow resistivity  $\sigma = 10000 \text{ Pa s/m}^2$ , open porosity  $\sigma = 0.99$ , high frequency limit of tortuosity function  $\alpha_{\infty} = 1.05$ , viscous characteristic length  $\Lambda = 50 \text{ }\mu\text{m}$ , thermal characteristic length  $\Lambda' = 100 \text{ }\mu\text{m}$  and thicknesses equal to 20 and 50 mm. These parameters are representative of commercially available materials (for example, melamine resin, low-density mineral wool, etc.).

Inside the domain, an idealized sound source is positioned, represented by an acoustic monopole, which generates the incident field on the material. Acoustic pressures were extracted at an array of 16 measurement points, arranged according to the actual geometry of the UMA-16 V2 USB mic array system. This configuration allows replication of the experimental setup and provides the data required for estimating impedance and absorption coefficient.

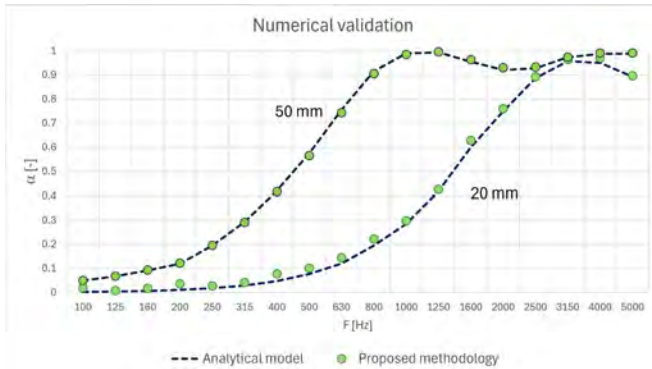


**Fig. 3 – Finite element model**  
**Modello agli elementi finiti**

Thanks to the absorbing boundary conditions and the controlled source, the model makes it possible to analyse the material's behaviour under ideal conditions, reducing the effects of spurious reflections and providing a solid basis for the numerical validation of the proposed method. Figure 4

shows the comparison between the analytical model and the proposed methodology. From the comparison, a good consistency between the results can be observed.

A structured mesh was used, with the maximum element size determined according to the rule of six elements per wavelength. The analyses were performed over the 80-5600 Hz frequency range, using nine discrete frequencies within each one-third-octave frequency band.

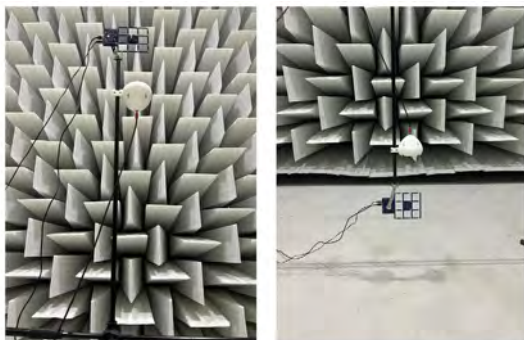


**Fig. 4 – Numerical validation of the proposed methodology**  
*Validazione numerica del metodo proposto*

### 3.2 | Experimental validation

For the experimental validation, a measurement campaign was carried out inside an anechoic room, in order to ensure controlled conditions and minimize the effects of spurious reflections. Before testing the materials, the measurement system was calibrated in free field, as shown in Figure 5, by acquiring the impulse responses generated by the sound source. This calibration step is essential to correct any phase shifts and to define the transfer function required for estimating acoustic impedance.

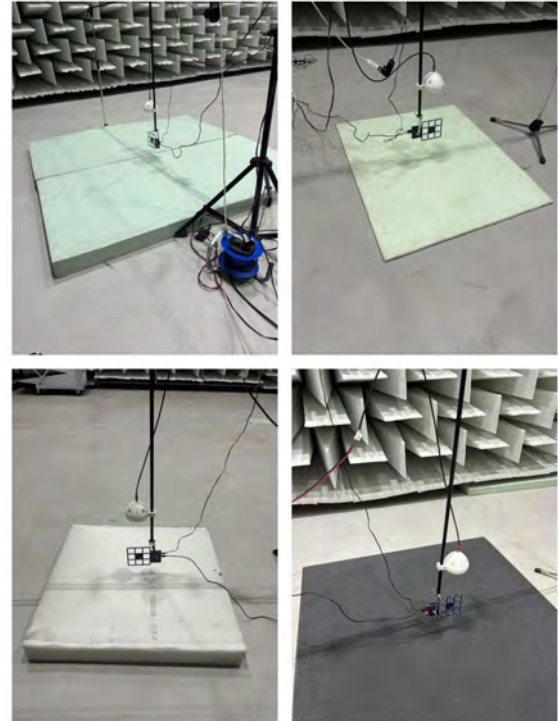
Figure 5 also shows the test performed on a perfectly reflecting surface, used as a reference condition to verify the correctness of the method. This configuration makes it possible to assess the system's ability to distinguish between incident and reflected components, as well as to quantify the accuracy of the time-alignment procedure specified by ISO 13472-1 [20].



**Fig. 5 – (a) Free field calibration. (b) Reflecting surface test**  
*(a) Calibrazione in campo libero. (b) Misura su superficie riflettente*

The source was positioned at a distance of 50 cm from the reflecting surface and 20 cm from the microphone array.

Experimental measurements were carried out on materials placed on an acoustically rigid surface (Figure 6) and summarized in Table 2. Material C was also tested in the 0.5 m × 0.5 m format.



**Fig. 6 – Tested materials**  
*Materiali testati*

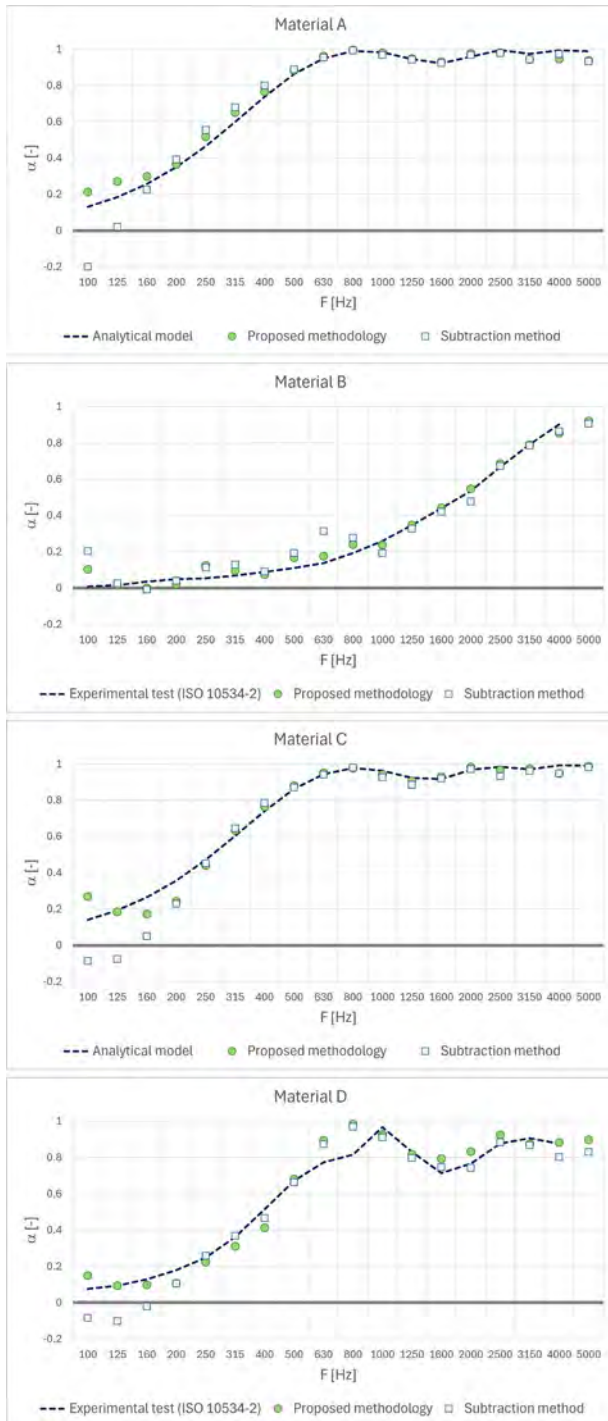
**Tab. 2 – Description of tested materials**  
*Descrizione dei materiali testati*

|   | Material          | Density<br>[kg/m <sup>3</sup> ] | Thickness<br>[mm] | Size<br>[m <sup>2</sup> ] |
|---|-------------------|---------------------------------|-------------------|---------------------------|
| A | Polyester fiber   | 50                              | 100               | 2 × 2                     |
| B | Polyester fiber   | 50                              | 20                | 1.2 × 1                   |
| C | Polyester fiber   | 40                              | 120               | 1 × 1                     |
| D | Polyurethane foam | 25                              | 50                | 2 × 2                     |

The acoustic absorption curves (in 1/3 octave bands) for the tested materials are shown in Figure 7.

The results obtained for materials A and C were compared with analytical models based on the Garai-Pompoli model [27], while those related to materials B and D were verified through experimental measurements in accordance with ISO 10534-2 [1].

Figure 7 also shows the results obtained by applying to the 16 microphones a method based on the separation between incident and reflected components (hereafter denoted as Subtraction method), in accordance with the guidelines of ISO 13472-1 [20], which requires free-field calibration and correction on a rigid surface.

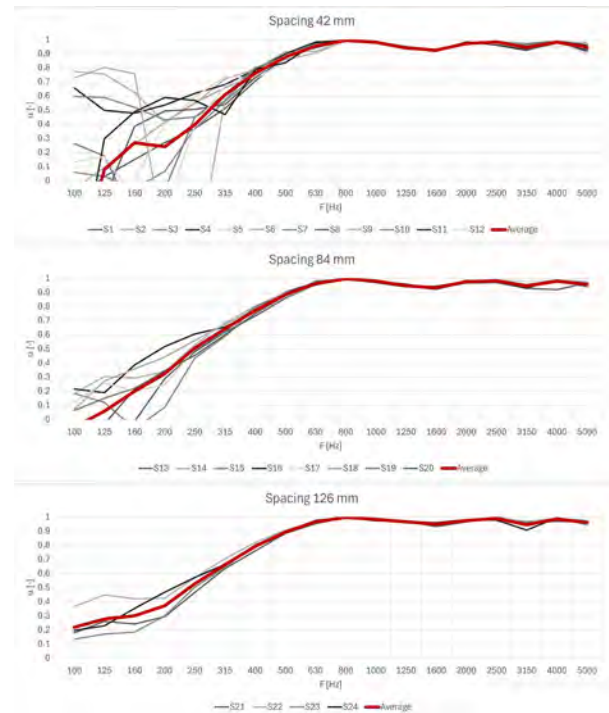


**Fig. 7 – Experimental results on tested materials**  
*Risultati sperimentali sui materiali testati*

The comparisons show good consistency between the proposed method and the references, although some deviations are observed at low frequencies; however, in this range, the proposed method exhibits improved performance compared to the separation method. The agreement for polyurethane (material D) is less satisfactory (maximum absorption peak shifted), a phenomenon attributable to the compression of the material during the experimental measurement in the impedance tube, which results in stiffening of the material's skeleton.

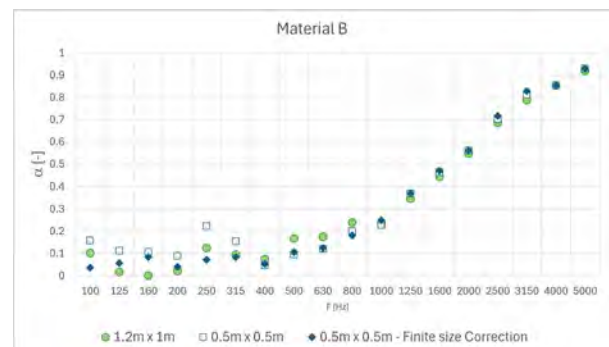
The average deviation between reference curves and the proposed method ranges between 0.03 and 0.1 for all tested materials. Furthermore, the measurement on material D was repeated 10 times, and maximum deviations of about 0.05 were observed up to a frequency of 200 Hz.

As a demonstration (since the unique absorption coefficient is subsequently calculated using equation 11), Figure 8 shows the absorption coefficients obtained from all microphone pairs for material A. From the comparison, a good consistency among the different measurement points can still be observed, and the frequency limits as a function of the distance between microphones are clearly highlighted.



**Fig. 8 – Results for individual microphone pairs for material A**  
*Risultati sperimentali per le singole coppie microfoniche per il materiale A*

As previously mentioned, material B was tested with two different lateral dimensions, and the comparisons of the measurements obtained with the two samples are shown in Figure 9. Deviation ranging between 0.03 and 0.11 can be observed at lower frequencies, up to 800 Hz.



**Fig. 9 – Effect of specimen size**  
*Effetto della dimensione del campione*



Figure 9 also shows a corrected version of the absorption coefficient of the material with smaller dimensions. The correction was applied as follows. The acoustic absorption coefficient, taking into account the finite size of the panel, requires the use of the radiation impedance  $z_R(\theta_0)$  and can be calculated (in accordance with the formulation proposed by Bonfiglio *et al.* [28]), for a given angle  $\theta_0$  of incidence, as follows:

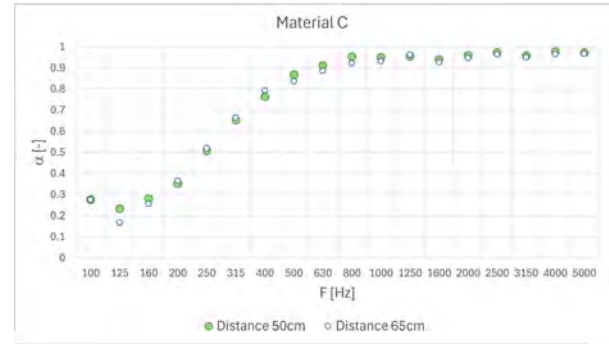
$$\alpha_{FS}(\theta_0) = \frac{4\Re(z_{M,\infty}(\theta_0))}{|z_{M,\infty}(\theta_0) + z_R(\theta_0)|^2 \cdot \cos(\theta_0)} \quad (12)$$

where  $z_{R,\infty}(\theta_0)$  is the surface impedance of an equivalent specimen of infinite size. This surface impedance can be calculated by minimizing the difference, for each angle of incidence and for each frequency of interest, between the absorption coefficient measured using the proposed formulation and that determined by equation (12). Once the surface impedance of the infinite panel is known, the calculation of the reflection coefficient  $R_\infty(\theta_0)$  and the corresponding acoustic absorption coefficient  $\alpha_\infty(\theta_0)$  follows. The minimization procedure was based on a bounded nonlinear best-fit scheme [29]. A substantial improvement can be observed when comparing the corrected absorption coefficient of small sample with the measurements obtained on the larger panel.

It is important to note that the correction approach presented here is derived from a formulation originally proposed for square panels. In the reference article, the authors describe a method to extend the applicability of the model to rectangular panels; however, no considerations are provided for panels with irregular shapes. In the same article, the authors also provide a detailed analysis of the uncertainties associated with the finite-size correction. Applying their analysis to a panel with dimensions comparable to the one tested in the present work yields estimated errors below 5% at 100 Hz, a value consistent with the data reported in Figure 9.

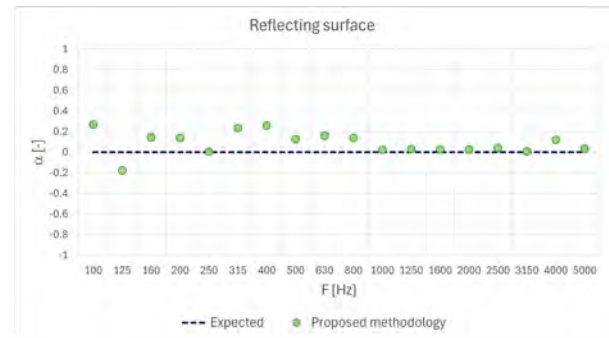
Measurements on material C were carried out at two different distances of the sound source from the reflecting plane (i.e. 50 cm and 65 cm). The aim of this test was to verify whether increasing the source distance made the edge diffraction effects more evident, a phenomenon that can influence the estimation of the absorption coefficient. For this reason, the panel with the smallest geometric dimensions among those analysed was chosen, as it is more susceptible to such effects. The results are shown in Figure 10. The analysis reveals that the variation between the two configurations is negligible: the average deviation between the absorption coefficients calculated under the two conditions is about 0.02, a value that confirms the robustness of the proposed method with respect to variations in source distance and the presence of edge effects.

Finally, Figure 11 shows the result of the measurement performed on a perfectly reflective surface. From the graph, the presence of residual absorption is noticeable, especially at frequencies below 1000 Hz. These deviations could be the source of measurement uncertainties in the case of materials with a low absorption coefficient.



**Fig. 10 – Effect of the distance between the source and the reflecting plane for material C**

**Effetto della distanza tra sorgente e piano riflettente**



**Fig. 11 – Results related to reflecting surface measurement**

**Risultati relativi alla prova su superficie riflettente**

## 4 | Conclusions

This study introduced and validated an innovative method for measuring the acoustic absorption coefficient under normal incidence conditions directly *in-situ*, based on the use of a low-cost microphone array. This approach is proposed as an alternative to standardized techniques, such as the impedance tube and the reverberation chamber, which, although ensuring high repeatability, present significant limitations when applied in real-world contexts. The developed methodology exploits microphone pairs for the calculation of normalized acoustic impedance and reflection coefficient, integrating a free-field calibration procedure. This strategy allows for reducing operational complexity, extending the range of analysable frequencies (100 Hz-5000 Hz) through the use of differentiated spacers. Furthermore, the proposed configuration enables fast and reliable measurements without resorting to expensive instrumentation or complex setups. Numerical validation activities, carried out through finite element modelling, highlighted good consistency between the method's results and the reference analytical models. Similarly, experimental tests in an anechoic chamber confirmed the robustness of the system with respect to geometric variations, edge effects, and source distance, with average deviations below 0.1. These findings demonstrate the method's ability to provide accurate estimates even under non-ideal operating conditions. Despite the encouraging results, some critical issues

emerged at low frequencies and in the presence of materials with non-linear behaviour, which require further investigation. Looking ahead, the method could be extended to the analysis of oblique incidence and integrated with advanced beamforming techniques and data-driven algorithms, in order to improve spatial resolution and noise robustness. Moreover, the implementation of automated procedures for calibration and signal processing could foster the development of portable solutions, expanding application possibilities in architectural, building, industrial contexts, and for outdoor measurements (asphalt and acoustic barriers).

## Conclusioni

Questo studio ha introdotto e validato un metodo innovativo per la misura del coefficiente di assorbimento acustico a incidenza normale direttamente in situ, basato sull'impiego di un array di microfoni a basso costo. L'approccio è proposto come alternativa alle tecniche standardizzate, quali il tubo d'impedenza e la camera riverberante, che, pur garantendo elevata ripetibilità, presentano significative limitazioni in contesti reali. La metodologia sviluppata sfrutta coppie di microfoni per il calcolo dell'impedenza acustica normalizzata e del coefficiente di riflessione, integrando una procedura di calibrazione in campo libero. Tale strategia consente di ridurre la complessità operativa ed estendere l'intervallo di frequenze analizzabili (100 Hz-5000 Hz) mediante l'uso di distanziatori differenziati. Inoltre, la configurazione proposta permette misure rapide e affidabili senza ricorrere a strumentazione costosa o setup complessi. Le attività di validazione numerica, condotte tramite modellazione agli elementi finiti, hanno evidenziato una buona coerenza tra i risultati del metodo e i modelli analitici di riferimento. Analogamente, le prove sperimentali in camera anecoica hanno confermato la robustezza del sistema rispetto a variazioni geometriche, effetti di bordo e distanza della sorgente, con scarti medi inferiori a 0,1. Questi risultati dimostrano la capacità del metodo di fornire stime accurate anche in condizioni operative non ideali. Nonostante gli esiti incoraggianti, sono emerse criticità alle basse frequenze e in presenza di materiali con comportamento non lineare, che richiedono ulteriori approfondimenti. In prospettiva, il metodo potrà essere esteso all'analisi in incidenza obliqua e integrato con tecniche avanzate di beamforming e algoritmi data-driven, al fine di migliorare la risoluzione spaziale e la robustezza al rumore. Inoltre, l'implementazione di procedure automatizzate per calibrazione ed elaborazione del segnale potrà favorire lo sviluppo di soluzioni portatili, ampliando le possibilità applicative in ambito architettonico, edilizio, industriale e per misure outdoor (asfalti e barriere acustiche).

## Acknowledgements

The authors would like to thank Dr. Laura Biagi and Dr. Andrea Santoni for their invaluable comments and suggestions, which significantly contributed to the quality of this paper.

## References

- [1] International Organization for Standardization, ISO 10534-2:2023 – Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes, (2023).
- [2] E33 Committee, Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using a Tube, Two Microphones and a Digital Frequency Analysis System, (n.d.). <https://doi.org/10.1520/E1050-19>.
- [3] International Organization for Standardization, ISO 354:2003 – Acoustics – Measurement of sound absorption in a reverberation room, (2003).
- [4] E33 Committee, Test Method for Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method, (n.d.). <https://doi.org/10.1520/CO423-22>.
- [5] M. Tamura, Spatial Fourier transform method of measuring reflection coefficients at oblique incidence. I: Theory and numerical examples, The Journal of the Acoustical Society of America 88 (1990) 2259–2264. <https://doi.org/10.1121/1.400068>.
- [6] M. Tamura, J.F. Allard, D. Lafarge, Spatial Fourier-transform method for measuring reflection coefficients at oblique incidence. II. Experimental results, The Journal of the Acoustical Society of America 97 (1995) 2255–2262. <https://doi.org/10.1121/1.412940>.
- [7] L. Boeckx, G. Jansens, W. Lauriks, G. Vermeir, The Tamura method, a free field technique for scanning surfaces, in: Proceedings of the Institute of Acoustics, 2003. [https://www.ioa.org.uk/system/files/proceedings/l\\_boeckx\\_g\\_jansens\\_w\\_lauriks\\_g\\_vermeir\\_the\\_tamura\\_method\\_a\\_free\\_field\\_technique\\_for\\_scanning\\_surfaces.pdf](https://www.ioa.org.uk/system/files/proceedings/l_boeckx_g_jansens_w_lauriks_g_vermeir_the_tamura_method_a_free_field_technique_for_scanning_surfaces.pdf).
- [8] H. Aygun, Spatial Fourier transform method to determine reflection and absorption coefficient of porous rigid materials applying Johnson-Champoux-Allard model, in: 2023.
- [9] J. Hald, W. Song, K. Haddad, C.-H. Jeong, A. Richard, In-situ impedance and absorption coefficient measurements using a double-layer microphone array, Applied Acoustics 143 (2019) 74–83. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.08.027>.
- [10] A. Paszkiewicz, G. Herold, E. Sarradj, Microphone array measurement for the determination of the absorption coefficient, in: Berlin Beamforming Conference (BeBeC), 2020. <https://www.bebec.eu/fileadmin/bebec/downloads/bebec-2020/papers/BeBeC-2020-D31.pdf>.
- [11] S. Spors, T. Rettberg, On the Estimation of Acoustic Reflection Coefficients from In-Situ Measurements using a Spherical Microphone Array, in: DAGA 2018, 2018. [https://pub.dega-akustik.de/DAGA\\_2018/data/articles/000471.pdf](https://pub.dega-akustik.de/DAGA_2018/data/articles/000471.pdf).
- [12] S.F. Wu, Techniques for Implementing Near-Field Acoustical Holography, Sound & Vibration Magazine (2010). <http://www.sandv.com/downloads/1002wuxx.pdf>.
- [13] E. Fernandez-Grande, Four decades of near-field acoustic holography, The Journal of the Acoustical Society of America 152 (2022) R1–R2. <https://doi.org/10.1121/10.0011806>.
- [14] Microflown Technologies, In-situ Sound Absorption testing, (2024). <https://www.microflown.com/products/acoustic-material-testing/in-situ-absorption>.
- [15] M. Li, W. Van Keulen, E. Tijs, M. Van De Ven, A. Molenaar, Sound absorption measurement of road surface with in situ technology, Applied Acoustics 88 (2015) 12–21. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2014.07.009>.
- [16] M. Nosko, E. Tijs, H.-E. de Bree, A study of influences of the in situ surface impedance measurement technique, in: DAGA Proceedings, 2008. [https://pub.dega-akustik.de/DAGA\\_1999-2008/data/articles/003398.pdf](https://pub.dega-akustik.de/DAGA_1999-2008/data/articles/003398.pdf).



- [17] Y. Takahashi, T. Otsuru, R. Tomiku, In situ measurements of absorption characteristics using two microphones and environmental “anonymous” noise, *Acoust. Sci. & Tech.* 24 (2003) 382–385. <https://doi.org/10.1250/ast.24.382>.
- [18] N. Okamoto, T. Otsuru, R. Tomiku, K. Ito, In-situ Sound Absorption Measurement Method of Materials Using Ensemble Averaging, in: *ICA 2019*, 2019. <https://pub.dega-akustik.de/ICA2019/data/articles/001305.pdf>.
- [19] L. Emmerich, P. Aste, E. Brandão, M. Nolan, J. Cuenca, U.P. Svensson, M. Maeder, S. Marburg, E. Zea, A data-driven two-microphone method for *in situ* sound absorption measurements of porous materials, *The Journal of the Acoustical Society of America* 158 (2025) 1711–1722. <https://doi.org/10.1121/10.0039101>.
- [20] International Organization for Standardization, ISO 13472-1:2022 – Acoustics – Measurement of sound absorption properties of road surfaces in situ – Part 1: Extended surface method, (2022).
- [21] International Organization for Standardization, ISO 13472-2:2025 – Acoustics – Measurement of sound absorption properties of road surfaces in situ – Part 2: Spot method for reflective surfaces, (n.d.).
- [22] M. Garai, In situ sound absorption coefficient measurement of various surfaces, in: *Conference Paper*, 2002. [https://www.academia.edu/72709462/In\\_Situ\\_Sound\\_Absorption\\_Coefficient\\_Measurement\\_of\\_Various\\_Surfaces](https://www.academia.edu/72709462/In_Situ_Sound_Absorption_Coefficient_Measurement_of_Various_Surfaces).
- [23] M. Bérengier, M. Garai, A state-of-the-art of in situ measurement of the sound absorption coefficient of road pavements, in: A. Farina (Ed.), *Measurement Methods of Acoustical Properties of Materials*, 2003. [https://www.angelfarina.it/Public/Standing-Wave/4\\_05.pdf](https://www.angelfarina.it/Public/Standing-Wave/4_05.pdf).
- [24] M.U.-16 v2 USB, ArrayMiniDSP, (2025). <https://www.minidsp.com/products/usb-audio-interface/uma-16-microphone-array>.
- [25] A. Farina, Simultaneous Measurement of Impulse Response and Distortion with a Swept-Sine Technique, *Journal of The Audio Engineering Society* (2000). <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:9614437>.
- [26] J.F. Allard, N. Atalla, *Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials*, 1st ed., Wiley, 2009. <https://doi.org/10.1002/9780470747339>.
- [27] M. Garai, F. Pompoli, A simple empirical model of polyester fibre materials for acoustical applications, *Applied Acoustics* 66 (2005) 1383–1398. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2005.04.008>.
- [28] P. Bonfiglio, F. Pompoli, R. Lioni, A reduced-order integral formulation to account for the finite size effect of isotropic square panels using the transfer matrix method, *The Journal of the Acoustical Society of America* 139 (2016) 1773–1783. <https://doi.org/10.1121/1.4945717>.
- [29] J.C. Lagarias, J.A. Reeds, M.H. Wright, P.E. Wright, Convergence Properties of the Nelder--Mead Simplex Method in Low Dimensions, *SIAM J. Optim.* 9 (1998) 112–147. <https://doi.org/10.1137/S1052623496303470>.



# Analisi sperimentale della qualità acustica e del rumore impiantistico in due aule universitarie

Rachele Mondello<sup>a\*</sup> | Gianpiero Evola<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Dipartimento di Ingegneria Elettrica  
Elettronica e Informatica,  
Università degli Studi di Catania,  
Via Santa Sofia, 64, 95100 Catania

\* Autore di riferimento:  
mondellorachele@gmail.com

**Ricevuto:** 22/1/2026

**Accettato:** 27/3/2026

**On line first:** 8/4/2026

**DOI:** 10.3280/ria2026oa21917

**ISSN:** 2385-2615

Questo articolo riporta i risultati di uno studio sperimentale condotto presso due aule didattiche dell'Università degli Studi di Catania, finalizzato alla verifica della loro qualità acustica in accordo con la normativa tecnica e la letteratura di settore. Le due aule presentano un differente layout e sono caratterizzate da una diversa distribuzione dei materiali di tipo fonoassorbente, dando luogo a risposte acustiche significativamente diverse nonostante abbiano volume molto simile. Le misure hanno riguardato il tempo di riverberazione, la chiarezza del parlato (C50) ed il rumore prodotto dagli impianti di climatizzazione a funzionamento continuo. Il lavoro, oltre ad evidenziare nel dettaglio gli aspetti metodologici onde facilitare la riproducibilità delle indagini in altri edifici, anche di altri Atenei, dimostra che le aule investigate – pur caratterizzate da un buon tempo di riverberazione – soffrono di una carente chiarezza e di una eccessiva rumorosità degli impianti di climatizzazione, legata principalmente alla loro inadeguata equilibratura e conduzione.

**Parole chiave:** tempo di riverberazione, chiarezza, rumore impiantistico, aule universitarie

## Experimental analysis of acoustic quality and air conditioning system in two university classrooms

This article reports the results of an experimental study conducted in two classrooms at the University of Catania, aimed at verifying their acoustic quality based on technical standards and relevant literature. The two classrooms have a different layout and are characterized by a different distribution of sound-absorbing materials, giving rise to significantly different acoustic responses despite having very similar volume. The measurements regarded the reverberation time, the speech clarity (C50) and the noise produced by the air conditioning systems. The work, in addition to highlighting in detail the methodological aspects in order to facilitate the reproducibility of the investigations in other buildings, including those of other universities, shows that the investigated classrooms – although characterized by good reverberation time – suffer from a lack of clarity and excessive noise of the air conditioning systems, mainly due to their inadequate balancing and conduction.

**Keywords:** reverberation time, speech clarity, noise from HVAC systems, university classrooms

## 1 | Introduzione

La corretta progettazione acustica degli ambienti didattici in ambito scolastico e universitario riveste, insieme agli aspetti funzionali ed architettonici, un ruolo fondamentale per garantire condizioni adeguate al processo di insegnamento e apprendimento. La qualità acustica degli spazi incide direttamente sulla comprensione del parlato, sul livello di attenzione degli studenti e sul comfort uditivo complessivo.

Condizioni acustiche non ottimali, quali ad esempio elevati tempi di riverberazione, presenza di rumore di fondo e scarso isolamento acustico tra ambienti adiacenti, possono aumentare lo sforzo legato all'ascolto e ridurre l'efficacia della comunicazione verbale [1, 2]. Inoltre, recenti studi hanno dimostrato che questi aspetti possono favorire il rumore prodotto dagli studenti durante le lezioni [3, 4] inducendo il docente a compiere un maggiore sforzo vocale [5, 6]. Per questo

motivo, la norma UNI 11532-2:2020 [7] fornisce criteri e requisiti prestazionali per la valutazione della qualità acustica degli ambienti scolastici e universitari. Tra i parametri da valutare sono da menzionare il tempo di riverberazione, la chiarezza del parlato ( $C_{50}$ ), ed il rumore generato dagli impianti di climatizzazione a funzionamento continuo, per i quali la norma fornisce valori ottimali. La pubblicazione di questa norma ha dato impulso alla letteratura riguardante la qualità acustica delle aule scolastiche e universitarie, con numerosi progetti di ricerca e casi studio [8, 9] che hanno permesso di evidenziare l'esigenza di attenzionare anche le basse frequenze, disponendo in modo opportuno materiali fonoassorbenti e riflettenti [10, 11]. Per approfondire ulteriormente questa tematica ed arricchire la letteratura sul tema, il presente articolo riporta i risultati di una campagna di misure sperimentali condotta in due aule universitarie dell'Università di Catania. Le misure del tempo di riverberazione, della chiarezza del parlato e del ru-

more impiantistico hanno consentito di evidenziare criticità e anomalie legate alla distribuzione dei materiali e alla conduzione degli impianti di climatizzazione che – pur in presenza di un idoneo tempo di riverberazione – rendono poco confortevole la fruizione delle aule.

2 | Metodologia

2.1 | Descrizione degli ambienti

La prima aula universitaria, denominata T2, si trova nell'edificio "Tetti Verdi", situato presso la Cittadella Universitaria in via Santa Sofia (Catania). Ha una forma rettangolare con area di 152.1 m<sup>2</sup> (11.7 m × 13 m), altezza pari a 3.8 m e volume complessivo V = 578 m<sup>3</sup>; l'aula presenta una superficie finestrata di 20 m<sup>2</sup> disposta su tre pareti, ed un totale di 58 posti a sedere. Il plesso è situato in un'area relativamente decentrata della Cittadella Universitaria, distante circa 100 m in linea d'aria da un importante asse viario della città e sopraelevata rispetto ad esso. La struttura portante è realizzata in acciaio, e risulta essere costituita da pilastri, travature reticolari, e lamiera grecata posta a vista all'intradosso del solaio di copertura. Quest'ultima superficie presenta un basso coefficiente di assorbimento acustico, e contribuisce in maniera significativa alla riflessione delle onde sonore. Tuttavia, questo fenomeno è in parte attenuato dalla presenza di impianti aeraulici e dalle travi in acciaio a vista, che permettono di diffondere il suono evitandone la riflessione speculare. Un discreto fonoassorbimento è garantito dalle tamponature verticali, realizzate con blocchi in calcestruzzo di argilla espansa non intonacati, grazie alle irregolarità superficiali ed alla porosità che li caratterizza. Gli arredi sono costituiti da tavoli con piano rigido in laminato e struttura metallica, e da sedute mobili con struttura metallica e seduta in legno. I materiali impiegati negli arredi presentano bassa porosità e forniscono un trascurabile assorbimento acustico, con un comportamento prevalentemente riflettente alle medie e alte frequenze. La disposizione regolare degli arredi introduce una limitata diffusione del campo sonoro, senza incidere in modo significativo sul tempo di riverberazione (Figura 1).

La seconda aula universitaria, denominata IE, ha pianta quadrata di 136.9 m<sup>2</sup> (11.7 m × 11.7 m), altezza media di 4 m, superficie finestrata di 21 m<sup>2</sup> posta su un'unica parete che si affaccia su un cortile interno poco praticato, e volume V = 519.4 m<sup>3</sup> calcolato al netto della gradinata che caratterizza l'aula. I posti a sedere sono 156. La struttura è intelaiata in cemento armato, le pareti intonacate e di conseguenza molto riflettenti; la pavimentazione in materiale plastico contribuisce alla riflessione delle onde sonore. Il compito di attenuare il campo sonoro riverberato è demandato al controsoffitto, interamente costituito da pannelli in lana di legno con ottime qualità fonoassorbenti. Gli arredi sono costituiti da banchi e sedute fisse disposte su gradinata, con struttura portante in metallo e seduta e schienale in legno. I materiali impiegati sono caratterizzati da bassa porosità e determinano un comportamento prevalentemente riflettente alle medie e alte frequenze (Figura 2).



Fig. 1 – Foto dell'aula T2  
Picture of room T2

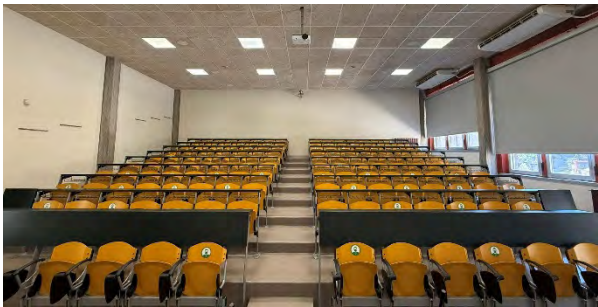


Fig. 2 – Foto dell'aula IE  
Picture of room IE

La configurazione a gradinata, unitamente all'elevato numero di sedute, introduce nell'aula IE una maggiore articolazione geometrica dell'ambiente, favorendo una diffusione più efficace del campo sonoro rispetto a una disposizione planare. Tuttavia, il contributo degli arredi all'assorbimento complessivo dell'aula rimane secondario, risultando nettamente inferiore a quello fornito dagli elementi edilizi e, in particolare, dal controsoffitto fonoassorbente. In conclusione, la Tabella 1 riassume le principali caratteristiche delle aule.

Tab. 1 – Principali caratteristiche delle aule oggetto di studio  
Main features of the two university classrooms

|                   | Aula T2              | Aula IE              |
|-------------------|----------------------|----------------------|
| Area di calpestio | 152.1 m <sup>2</sup> | 136.9 m <sup>2</sup> |
| Altezza media     | 3.8 m                | 4.0 m                |
| Volume            | 578.0 m <sup>3</sup> | 519.4 m <sup>3</sup> |
| Area finestre     | 20.0 m <sup>2</sup>  | 21.0 m <sup>2</sup>  |
| Posti a sedere    | 58                   | 156                  |

2.2 | Descrizione degli impianti termici

Le due aule sono caratterizzate dalla presenza di impianti a funzionamento continuo per la climatizzazione estiva e invernale, ma con caratteristiche diverse.

In particolare, l'aula T2 è servita da un impianto a tutt'aria con ricircolo, le cui canalizzazioni a sezione rettangolare installate a vista in sospensione sono realizzate con pannelli di poliuretano rivestiti in alluminio (Figura 1). I due canali di man-



data sono dotati ciascuno di 6 diffusori circolari a cono fissi in alluminio, montati nella parte inferiore tramite collari DN 315 mm con serranda di regolazione. La ripresa dell'aria interna avviene tramite 6 griglie (dimensione 300 × 800 mm) situate nei due canali rettangolari che corrono lungo le pareti laterali. La velocità dell'aria, misurata nelle normali condizioni di funzionamento, è di circa 4 m/s nei pressi dei diffusori di mandata e di circa 0.3 m/s di fronte alle griglie di ripresa.

L'aula IE, invece, è dotata di 2 unità split a volume di refrigerante variabile (VRF) installate a soffitto nei pressi della parete esterna, con le rispettive unità esterne (modello LG ARUN50GS2A) poste su una pensilina sopra l'unica porta di collegamento con l'ambiente esterno. Ciascuna unità ha una potenza termica nominale di 14 kW in raffreddamento e di 16 kW in riscaldamento. Le unità interne hanno dimensioni 1600 × 690 × 235 mm, con una portata d'aria di 1740 m<sup>3</sup>/h alla massima velocità dei ventilatori. Il livello di potenza sonora dichiarato nella scheda tecnica delle unità interne è di 68 dB(A), con livello di pressione sonora di 49 dB(A) misurato in camera anecoica ai sensi della UNI EN ISO 3745:2017 [12].

## 2.3 | Metodologia di misura e calcolo degli indicatori

### 2.3.1 | Tempo di riverberazione

I rilievi acustici sono stati effettuati utilizzando il fonometro di Classe 1 "Solo 01 dB" ed il software di misura ed elaborazione dati "01dB Environment Suite - dBBA1 32".

Il tempo di riverberazione, determinato secondo la norma UNI EN ISO 3382-2:2008 [13], è stato misurato considerando una dinamica di 20 dB (T20), in bande di terzi d'ottava nell'intervallo di frequenza da 100 Hz a 5000 Hz. Il segnale è stato generato tramite sorgente impulsiva (clappatore), ed è stato adottato il metodo della risposta integrata all'impulso con integrazione inversa di Schroeder. Per ogni banda di terzi di ottava è stata così generata la curva di decadimento con un passo temporale di 20 ms.

In accordo con UNI EN ISO 3382-2:2008, e tenuto conto delle dimensioni delle aule oggetto di studio, sono state adottate due diverse posizioni della sorgente sonora, collocate in punti differenti in prossimità della cattedra e a una quota adeguata rispetto al piano di calpestio, così da garantire una corretta eccitazione del campo acustico. Per ciascuna posizione sorgente sono state individuate dodici postazioni microfoniche fisse, distribuite uniformemente all'interno del volume dell'aula, per un totale di 24 combinazioni sorgente-microfono in ciascuna aula (Figura 3). Tale valore supera il numero minimo richiesto dalla UNI EN ISO 3382-2:2008 per il metodo di precisione, che prevede almeno 12 combinazioni indipendenti con non meno di due posizioni della sorgente sonora. I due valori di tempo di riverberazioni ottenuti per ciascuna posizione di misura sono stati quindi mediati aritmeticamente.

Le postazioni microfoniche sono state definite evitando configurazioni simmetriche e garantendo il rispetto delle distanze minime prescritte dalla norma. In particolare, il micro-

fono è stato sempre collocato a una distanza superiore a 1.0 m dalle superfici (pareti, pavimento e soffitto), così da limitare l'influenza delle riflessioni precoci sul segnale misurato.



**Fig. 3 – Posizioni di sorgente (S) e microfono (X) per la misura del tempo di riverberazione in aula T2 (in alto) e in aula IE (in basso)**  
**Positions of source (S) and microphone (X) for the measurement of reverberation time in room T2 (top) and room IE (bottom)**

La distanza reciproca tra le postazioni microfoniche è mantenuta sotto i 2.0 m, al fine di assicurare l'indipendenza spaziale delle misure ed evitare fenomeni di correlazione del campo acustico. La quota di misura è pari a 1.2 m dal piano di calpestio, come indicato dalla norma per ambienti destinati all'ascolto di parlato. È stata inoltre verificata la distanza minima da garantire tra la sorgente sonora e la postazione microfonica più vicina, calcolata secondo la relazione tratta da UNI EN ISO 3382-2:2008 [13]:

$$d_{min} = 2 \cdot \sqrt{V/(c \cdot T)} \quad (m) \quad (1)$$

Nell'equazione (1), V è il volume dell'ambiente, c la velocità del suono pari a 343 m/s e T il tempo di riverberazione stimato in prima approssimazione. In base ai volumi delle aule analizzate e assumendo in prima battuta T = 1 s, si ottiene una

distanza minima pari a  $d_{min} = 2.5$  m, condizione soddisfatta in tutte le configurazioni di misura adottate.

Infine, la UNI 11532-2:2020, in accordo con la UNI 11367:2023 [14], definisce per le aule di Categoria A3 (aule destinate alla didattica, anche con più oratori e con persone affette da deficit uditivi) un tempo di riverberazione ottimale funzione del volume dell'ambiente:

$$T_{ott} = 0.32 \cdot \log(V) - 0.17 \quad (s) \quad (2)$$

Il valore ottimale risultante, pari in entrambe le aule a circa 0.7 s, garantisce un elevato grado di intelligibilità del parlato. Esso però non è assoluto, ma viene utilizzato per definire un intervallo di conformità con ampiezza del 20% tra i 250 Hz e i 2000 Hz, ed ampiezza maggiore alle altre frequenze: ciò consente una valutazione più realistica delle prestazioni acustiche in relazione all'intelligibilità del parlato. Inoltre, poiché le misure sperimentali del tempo di riverberazione sono effettuate in ambiente non occupato, la normativa richiede che la verifica di conformità sia riferita a una condizione di occupazione convenzionale pari all'80% della capienza dell'aula. A tal fine, i valori misurati ad aula vuota ( $T$ ) vengono corretti mediante una relazione che tiene conto dell'incremento di assorbimento acustico dovuto alle persone, consentendo di stimare il tempo di riverberazione in condizioni di aula occupata:

$$T_{occ} = T \cdot [1 + (N_p \cdot \Delta A_p / T) / (0.16 \cdot V)]^{-1} \quad (s) \quad (3)$$

In questo studio, si è considerato il contributo di  $N_p = 46$  studenti (aula T2) e  $N_p = 125$  studenti (aula IE), con valori di superficie aggiuntiva equivalente di assorbimento acustico ( $\Delta A_p$ ) tratti dall'Appendice C della UNI 11532-2:2020 (persona seduta su sedia non imbottita).

### 2.3.2 | Chiarezza del parlato ( $C_{50}$ )

Per quanto riguarda la chiarezza del parlato, si ricorda che l'indice  $C_{50}$  rappresenta il rapporto tra l'energia sonora che giunge al ricettore nei primi 50 ms dopo l'emissione del segnale, e quella che giunge successivamente. Esso si misura in dB ed evidenzia il contenuto energetico delle prime riflessioni, il cui ruolo nel migliorare la comprensione del segnale vocale è ormai consolidato in letteratura [15]. Il  $C_{50}$  è influenzato dalla distribuzione dei materiali fonoassorbenti o diffondenti; un valore maggiore di 1.5 dB, e fino a 6.5 dB, è considerato conveniente per garantire una buona intelligibilità in sale destinate al parlato, quali le aule scolastiche [16].

Anche per la misura del  $C_{50}$  è stata utilizzata una sorgente impulsiva (clappatore), collocata in prossimità della cattedra nella posizione normalmente occupata dal docente (Figura 4). Per quanto riguarda le postazioni microfoniche, esse sono definite dalla UNI 11532-2:2020: per aule con volume superiore a 250 m<sup>3</sup> e prive di sistemi di amplificazione sonora, sono previste quattro posizioni microfoniche rappresentative dell'area effettivamente occupata durante le normali attività didattiche

(Figura 4). Le misure sono state effettuate a una quota di 1.2 m dal piano di calpestio, corrispondente all'altezza della testa di una persona seduta. Tre postazioni (P1, P2 e P3) sono state disposte lungo l'asse longitudinale dell'aula, in allineamento con la sorgente sonora, rispettivamente in posizione prossima, centrale e distante, mentre la quarta postazione (P4) è stata individuata in una zona decentrata rappresentativa della condizione di ascolto più sfavorevole, ovvero nei pressi delle sorgenti sonore o delle finestre. Le misure, in bande di ottava ad impianti spenti, sono state ripetute due volte per ogni postazione microfonica, e mediate.



**Fig. 4 – Posizioni microfoniche per la misura del  $C_{50}$  e del rumore impiantistico - Aula T2 (in alto) ed aula IE (in basso)**  
**Positions of the microphone for the measurement of  $C_{50}$  and noise from the thermal systems – Room T2 (top) and room IE (bottom)**

Infine, si è calcolata la media tra i valori relativi alle bande dei 500 Hz, 1000 Hz e 2000 Hz. La UNI 11532-2:2020 raccomanda che, in aule scolastiche e universitarie, tale media sia non inferiore a 2 dB, includendo l'incertezza estesa di misura ( $U = 1$  dB), quale condizione minima per un'adeguata

intelligibilità del parlato. Tale requisito deve essere verificato in ambienti di volume inferiore a 250 m<sup>3</sup>, e in questo lavoro viene richiamato come mero termine di paragone.

### 2.3.3 | Rumore impiantistico

Le misure del rumore impiantistico sono state effettuate, in accordo con la UNI 11532-2:2020, utilizzando le stesse postazioni microfoniche adottate per la misura del C<sub>50</sub> (Figura 4). Nel caso del rumore impiantistico, la sorgente sonora è però rappresentata dagli stessi impianti di climatizzazione a funzionamento continuo presenti nelle aule, nelle normali condizioni operative.

Ai sensi della UNI 11532-2:2020, il livello di pressione sonora ponderato in scala A rilevato in ciascuna posizione microfonica ( $L_{Aeq}$ ) è stato corretto per tenere conto del rumore di fondo (K1) e del tempo di riverberazione delle aule (K2), conducendo in ogni posizione microfonica alla determinazione del livello di rumore corretto e normalizzato indotto dagli impianti a funzionamento continuo ( $L_{pu,c}$ ):

$$L_{pu,c} = L_{Aeq} - K1 + K2 \quad (dB) \quad (4)$$

Nell'equazione (4), K1 = 0 se il rumore di fondo, ad impianto disattivato, è di oltre 10 dB(A) più basso del livello di pressione sonora ponderato in scala A rilevato con impianto in funzione. Il termine K2 è invece determinato secondo l'equazione (5) in funzione del rapporto tra il tempo di riverberazione medio dell'aula (T) ed il tempo di riverberazione di riferimento (T<sub>0</sub>); quest'ultimo, se il volume V è compreso fra 100 m<sup>3</sup> e 2500 m<sup>3</sup>, si determina secondo l'equazione (6).

$$K2 = -10 \cdot \log(T/T_0) \quad (dB) \quad (5)$$

$$T_0 = 0.05 \cdot V^{0.5} \quad (s) \quad (6)$$

In conclusione, è stato determinato il descrittore  $L_{ic,int}$  ottenuto dalla media energetica spaziale dei valori di  $L_{pu,c}$  per le varie postazioni microfoniche. Ai fini delle verifiche di conformità, tale descrittore viene maggiorato per tenere conto dell'incertezza estesa di misura U:

$$U = k \cdot s_m \quad (dB) \quad (7)$$

Nell'equazione (7), secondo UNI 12999-1:2021 lo scarto tipo è  $s_m = 1.1$  dB(A) per gli impianti a funzionamento continuo, mentre si assume un fattore di copertura  $k = 1$  per un livello di fiducia pari all'84% [17].

## 3 | Risultati e discussione

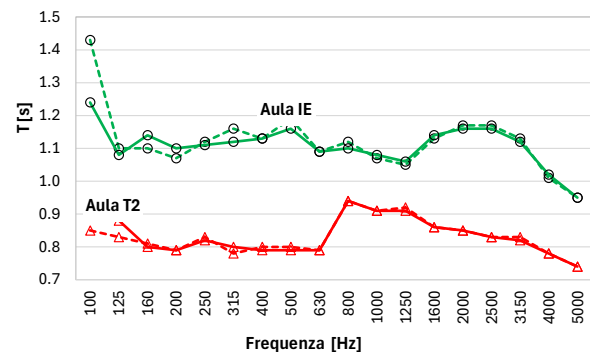
### 3.1 | Tempo di riverberazione

La Figura 5 mostra gli spettri medi del tempo di riverberazione in terzi di ottava rilevati nelle due aule universitarie; per ciascuna aula sono presenti due curve, una per ciascuna posizione della sorgente. I valori misurati non necessitano di

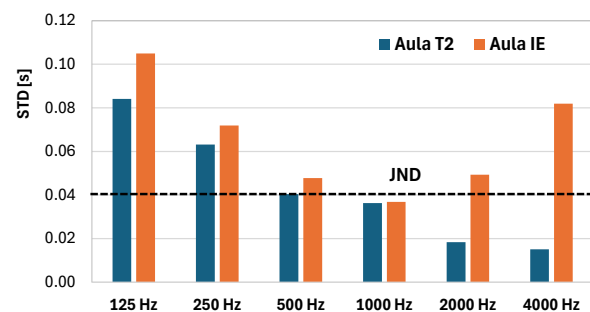
correzioni per tenere conto dell'accuratezza di misura, come suggerito in Appendice A della UNI 11532-2:2020 in caso di risposta integrata all'impulso. È immediato osservare come l'aula T2, pur avendo un volume netto superiore di circa il 10% rispetto all'aula IE, presenti un tempo di riverberazione di circa 0.2-0.3 s inferiore a tutte le frequenze; in particolare, nell'aula T2 si ha  $T = 0.8 - 0.9$  s, mentre nell'aula IE le misure hanno restituito  $T = 1.0 - 1.2$  s. Lo spettro del tempo di riverberazione è in entrambi i casi abbastanza uniforme, con un leggero incremento osservabile tra gli 800 Hz e i 1250 Hz nell'aula T2, e tra i 1600 Hz e i 3150 Hz nell'aula IE.

In Figura 6 sono diagrammati i valori della deviazione standard (STD) dei tempi di riverberazione misurati per le 24 combinazioni sorgente-ricevitore in ciascuna banda di ottava. A tal fine, il tempo di riverberazione è stato preventivamente rappresentato in bande di ottava mediando aritmeticamente i valori nelle rispettive bande di terzi di ottava.

I valori di STD posso essere utilmente paragonati alla *Differenza Appena Percepibile (Just Noticeable Difference, JND)*: essa costituisce un riferimento di tipo percettivo, utile per valutare la reale significatività delle differenze riscontrate tra diverse posizioni di ascolto. Infatti, variazioni del tempo di riverberazione inferiori alla JND non vengono percepite dall'uditore medio: qualora risultasse  $STD < JND$ , il tempo di riverberazione si potrebbe quindi ritenere pressoché costante al variare della posizione di sorgente e ricevitore, indicando una marcata uniformità del campo sonoro all'interno dell'aula. La UNI EN ISO 3382-1:2009 [18] non riporta un valore di JND per il tempo di riverberazione,



**Fig. 5 – Spettri del tempo di riverberazione nelle due aule (ogni curva rappresenta i valori medi per una stessa posizione sorgente)**  
*Spectra of reverberation time in the two classrooms (each curve shows the mean values for a given source position)*

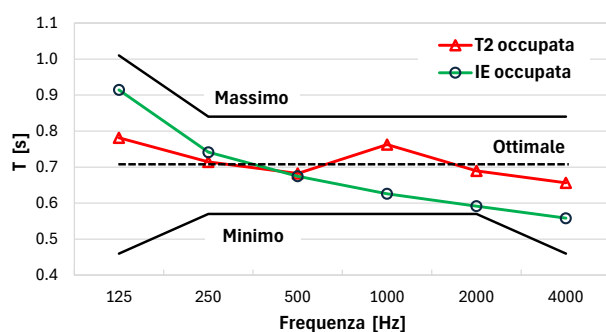


**Fig. 6 – Deviazione standard per il tempo di riverberazione**  
*Standard deviation for the reverberation time*

ma facendo riferimento all'*Early Decay Time* (EDT), parametro ritenuto comunque rappresentativo del riverbero percepito, essa suggerisce una JND pari al 5% del valore misurato. Altri studi sperimentali hanno dimostrato un valore di JND di circa il 4% per il tempo di riverberazione [19, 20]. Nella due aule analizzate è dunque ragionevole assumere  $JND = 0.04$  s.

Alla luce di queste considerazioni e dei valori di STD riportati in Figura 6, le due aule hanno comportamento diverso: l'aula T2 presenta infatti valori inferiori rispetto all'aula IE in quasi tutte le bande. La differenza più evidente è alle frequenze oltre i 250 Hz, per le quali l'aula T2 ha  $STD \leq JND$ , mentre nell'aula IE si ottengono valori ben superiori. La deviazione standard alle basse frequenze (125 Hz e 250 Hz) è invece più elevata in entrambe le aule ed è compresa tra 0.06 e 0.1 s, valore non irrilevante se paragonato al tempo di riverberazione misurato e alla JND. Questi risultati sono coerenti con i valori della frequenza di Schroeder (80 Hz per l'aula T2 e 100 Hz per l'aula IE): per frequenze prossime o inferiori vengono meno le condizioni di campo sonoro perfettamente diffuso ed emergono in modo evidente i modi propri, generando una più marcata disuniformità nella distribuzione dell'energia sonora.

Infine, la Figura 7 mostra il confronto tra i tempi di riverberazione riferiti alle due aule occupate all'80% e gli intervalli di conformità definiti dalla UNI 11532-2:2020. L'aula T2 presenta una situazione ideale, con tempo di riverberazione a sala occupata uniforme alle varie frequenze, interamente all'interno del range di riferimento e molto prossimo al valore ottimale. L'aula IE, nonostante il maggiore tempo di riverberazione a sala vuota, grazie alla maggiore capienza risulta ad aula occupata leggermente più sorda, soprattutto oltre i 500 Hz; il tempo di riverberazione ad aula occupata rientra nel range di conformità della norma.



**Fig. 7 – Confronto tra valori reali ed ottimali del tempo di riverberazione a sala occupata**  
**Comparison between real and optimum reverberation time**

### 3.2 | Chiarezza del parlato ( $C_{50}$ )

Per l'aula T2, i risultati di Tabella 2 mostrano una condizione complessivamente migliore rispetto all'aula IE (Tabella 3), ma comunque non ottimale. In prossimità della sorgente (postazione P1) si registrano nell'aula T2 valori elevati, anche superiori a 2 dB, indicativi di una buona chiarezza del parlato. Tuttavia, all'aumentare della distanza dalla cattedra il parametro decresce sensibilmente, assumendo valori prossimi allo zero

o addirittura negativi nelle postazioni più distanti (P3, P4). Tale andamento evidenzia una marcata disomogeneità spaziale della chiarezza, con differenze tra le postazioni superiori al valore di *Just Noticeable Difference* definito dalla UNI EN ISO 3382-1:2009 per il  $C_{50}$  ( $JND = 1$  dB). Il valore medio globale di  $C_{50}$  risulta pari a 0.7 dB, a cui bisogna sottrarre l'incertezza di misura ( $U = 1$  dB): esso è dunque sensibilmente inferiore ai valori ritenuti adeguati (almeno 1.5 dB, secondo i riferimenti già commentati al paragrafo 2.3.2).

L'analisi dell'aula IE mette in evidenza una situazione ancora più critica (Tabella 3). In questo ambiente i valori di  $C_{50}$  ad aula vuota risultano insoddisfacenti in tutte le postazioni considerate, con una media globale pari a -1.1 dB (ovvero -2.1 dB considerando l'incertezza estesa di misura). Solo la postazione più vicina alla sorgente presenta un valore positivo (0.7 dB), comunque insufficiente, mentre le postazioni centrali e distanti evidenziano valori negativi. Rispetto all'aula T2, l'aula IE mostra quindi una perdita più marcata nella chiarezza del parlato e una maggiore penalizzazione delle postazioni lontane dalla sorgente, indicando condizioni di ascolto complessivamente meno favorevoli. Nel complesso, si evidenzia come, pur in presenza di tempi di riverberazione prossimi ai valori ottimali, la chiarezza del parlato non risulti garantita in modo uniforme sull'intera area occupata.

Infine, è interessante sottolineare come i valori di  $C_{50}$  possano essere profondamente diversi in caso di aula occupata. Utilizzando le note relazioni introdotte da Barron e Lee [21] e riportate nella UNI 11532-1:2018 [22], ed applicandole alle condizioni medie riscontrate ad aula occupata ( $T = 0.7$  s per l'aula T2 e  $T = 0.65$  s per l'aula IE), si ottengono valori di  $C_{50}$  prossimi rispettivamente a 2.2 dB (aula T2) e 2.7 dB (aula IE). Pur con le dovute cautele, legate al fatto che le relazioni utilizzate ipotizzano un decadimento perfettamente esponenziale, è dunque possibile affermare che nelle normali condizioni di fruizione la chiarezza del parlato possa essere ritenuta sufficiente, seppur non eccellente.

**Tab. 2 – Valori medi del  $C_{50}$  rilevati nell'aula T2 (sala vuota)**  
**Average  $C_{50}$  values measured in room T2 (unoccupied conditions)**

| Aula T2 | 500 Hz (dB) | 1000 Hz (dB) | 2000 Hz (dB) | Media (dB) |
|---------|-------------|--------------|--------------|------------|
| P1      | 4.7         | 2.1          | 2.6          | 3.1        |
| P2      | 2.7         | -0.4         | 1.7          | 1.3        |
| P3      | 0.5         | -0.9         | -1.7         | -0.7       |
| P4      | -0.4        | -0.8         | -1.5         | -0.9       |
| Media   | 1.9         | 0            | 0.3          | 0.7        |

**Tab. 3 – Valori medi del  $C_{50}$  rilevati nell'aula IE (sala vuota)**  
**Average  $C_{50}$  values measured in room IE (unoccupied conditions)**

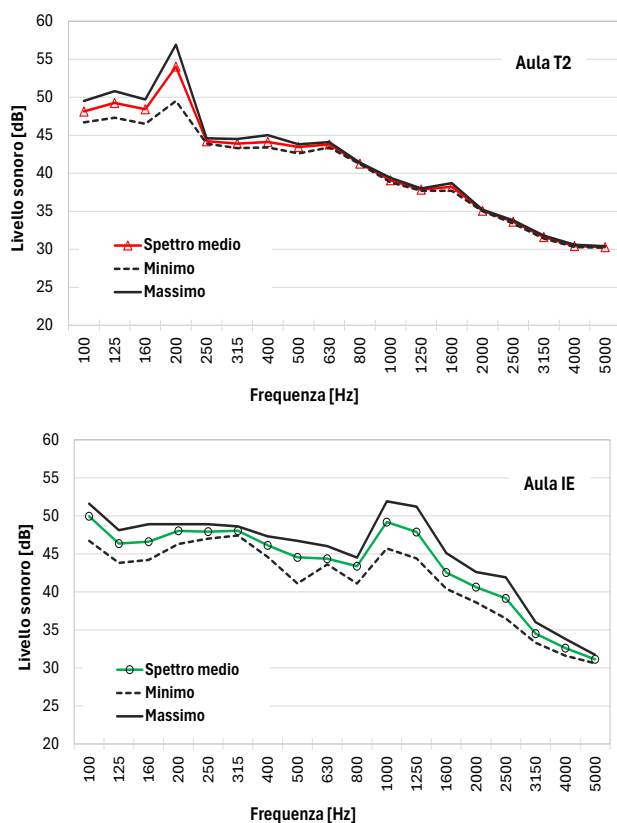
| Aula IE | 500 Hz (dB) | 1000 Hz (dB) | 2000 Hz (dB) | Media (dB) |
|---------|-------------|--------------|--------------|------------|
| P1      | -0.5        | 1.2          | 1.5          | 0.7        |
| P2      | -1.7        | -1.5         | -1.8         | -1.6       |
| P3      | -0.9        | -1.8         | -1.4         | -1.4       |
| P4      | -3.4        | -2.3         | -0.2         | -1.9       |
| Media   | -1.6        | -1.1         | -0.5         | -1.1       |



### 3.3 | Rumore impiantistico

Per quanto riguarda il rumore degli impianti a funzionamento continuo, in Figura 8 si riportano gli spettri medi del livello di pressione sonora misurato nelle due aule, oltre al range di variazione spaziale per ogni banda in terzi di ottava.

Nell'aula T2 lo spettro medio per il sistema di distribuzione dell'aria presenta un maggiore contenuto energetico alle basse frequenze, con una componente tonale nella banda dei 200 Hz. La distribuzione spaziale dei livelli sonori è omogenea, con variazioni trascurabili tra le quattro postazioni di misura al di sopra dei 200 Hz: ciò è legato alla presenza di dodici sorgenti sonore (i diffusori dell'impianto HVAC) distribuite in modo abbastanza uniforme (Figura 4).



**Fig. 8 – Spettri del rumore impiantistico in terzi di ottava**  
**Spectra of noise from thermal systems in 1/3-octave bands**

Nell'aula IE, invece, lo spettro medio del livello di pressione sonora indotto dalle due unità interne di tipo VRF presenta un picco tra i 1000 Hz e i 1250 Hz, e la variazione spaziale osservata nelle quattro posizioni di misura è significativa in quasi tutte le bande. In quest'aula, infatti, le due sorgenti si trovano in posizione ravvicinata sullo stesso lato del locale, generando una sensibile disuniformità e un maggiore disturbo nella postazione P4 (Figura 4).

Le elaborazioni condotte dimostrano che il rumore impiantistico sovrasta nettamente il rumore di fondo, essendo quest'ultimo compreso tra i 36 e i 39 dB(A): non è quindi necessario applicare la correzione K1 nell'equazione (4).

I livelli di pressione sonora ponderati, normalizzati e corretti per l'aula T2 (Tabella 4) sono compresi tra 51.9 dB(A) e

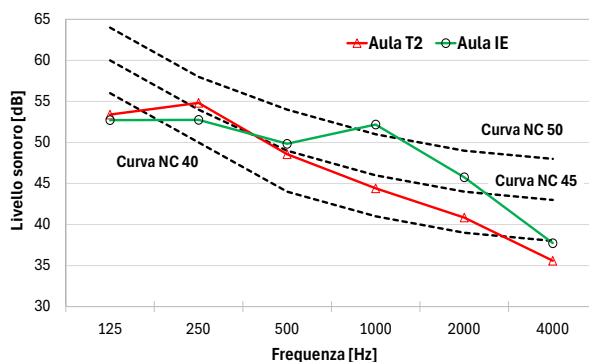
53.0 dB(A), mentre nell'aula IE (Tabella 5) i valori si attestano in un range compreso tra 52.6 dB(A) e 57.3 dB(A), quest'ultimo valore essendo riferito alla postazione P4. Le medie energetiche valgono rispettivamente  $L_{ic,int} = 52.3$  dB(A) nell'aula T2 e  $L_{ic,int} = 54.9$  dB(A) nell'aula IE. In tal senso, la UNI 11532-2:2020 raccomanda, per aule e biblioteche di volume non inferiore a 250 m<sup>3</sup> e con riferimento al rumore prodotto dagli impianti a funzionamento continuo presenti nel medesimo ambiente, che l'indicatore  $L_{ic,int}$  maggiorato per tenere conto dell'incertezza estesa di misura  $U = 1.1$  dB(A), non superi il valore limite di 38 dB(A). I valori riscontrati sono notevolmente superiori, dimostrando che gli impianti termici a servizio di queste aule sono oltremodo rumorosi. Tale conclusione è supportata dalla determinazione del criterio NC (Figura 9): i valori ottenuti (NC = 50 per l'aula IE e NC = 45 per l'aula T2), sono ben lontani dal limite fissato dalla UNI 11532-2:2020 (NC ≤ 30).

**Tab. 4 – Elaborazioni per il rumore impiantistico in aula T2**  
**Calculations regarding noise from thermal systems in room T2**

|                    | P1   | P2   | P3   | P4   |
|--------------------|------|------|------|------|
| $L_{Aeq}$ (dBA)    | 50.7 | 50.3 | 51.4 | 50.2 |
| $L_f$ (dBA)        | 36.1 | 37.0 | 37.8 | 39.8 |
| $\Delta L$ (dBA)   | 14.6 | 13.3 | 13.6 | 10.4 |
| K1 (dBA)           | 0    | 0    | 0    | 0    |
| T (s)              | 0.83 | 0.83 | 0.83 | 0.83 |
| K2 (dBA)           | 1.6  | 1.6  | 1.6  | 1.6  |
| $L_{pu,c}$ (dBA)   | 52.3 | 51.9 | 53.0 | 51.8 |
| $L_{ic,int}$ (dBA) | 52.3 |      |      |      |

**Tab. 5 – Elaborazioni per il rumore impiantistico in aula IE**  
**Calculations regarding noise from thermal systems in room IE**

|                    | P1   | P2   | P3   | P4   |
|--------------------|------|------|------|------|
| $L_{Aeq}$ (dBA)    | 52.5 | 53.8 | 54.3 | 57.2 |
| $L_f$ (dBA)        | 36.4 | 36.8 | 37.2 | 39.0 |
| $\Delta L$ (dBA)   | 16.1 | 17.0 | 17.0 | 18.2 |
| K1 (dBA)           | 0    | 0    | 0    | 0    |
| T (s)              | 1.12 | 1.12 | 1.12 | 1.12 |
| K2 (dBA)           | 0.1  | 0.1  | 0.1  | 0.1  |
| $L_{pu,c}$ (dBA)   | 52.6 | 53.9 | 54.4 | 57.3 |
| $L_{ic,int}$ (dBA) | 54.9 |      |      |      |



**Fig. 9 – Livello di pressione sonora del rumore impiantistico: spettri in terzi di ottava e confronto con le curve NC [7]**  
**Sound pressure level generated by thermal systems: spectra in 1/3-octave bands and comparison with NC curves**

### 3.4 | Limitazioni dello studio

Bisogna innanzitutto osservare che, seppur non espressamente richiesto dalla normativa tecnica [18, 22], nella misura dei parametri legati all'intelligibilità del parlato sarebbe opportuno utilizzare una sorgente che simuli la direttività della voce umana. In assenza di questo tipo di sorgente sonora, l'utilizzo di una comune sorgente impulsiva può comunque fornire una prima utile indicazione in merito alla chiarezza del parlato, come sottolineato da precedenti studi [8, 15]. Il clappatore, utilizzato in questo lavoro, consente di generare impulsi di livello sufficiente su tutte le bande rilevanti (dai 125 Hz agli 8 KHz), in locali di volume fino a 2000 m<sup>3</sup> e con ridotto rumore residuo [23, 24], condizioni che si possono ritenere soddisfatte in questo studio. Inoltre, l'uso del clappatore garantisce un'elevata ripetibilità del segnale generato ed una curva di decadimento caratterizzata da elevata correlazione, anche alle basse frequenze [25].

Un'altra limitazione del presente studio è rappresentata dall'uso del  $C_{50}$  in ambienti che presentano volume maggiore di 250 m<sup>3</sup>, caso per il quale la norma UNI 11532-2:2020 raccomanda la verifica dello *Speech Transmission Index* (STI). Secondo la letteratura, comunque, può essere accettabile usare il  $C_{50}$  al posto dello STI alla luce della marcata correlazione lineare tra i due parametri: in particolare, Bradley e Bistafa hanno svolto numerosi studi in merito [2, 26-27], derivando espressioni analitiche per esprimere lo STI in funzione di  $C_{50}$ , e viceversa. Le loro correlazioni sono state successivamente supportate e integrate da ulteriori e più recenti studi sperimentali [16, 28]. Adottando tali correlazioni, è possibile stimare per le due aule in media uno STI compreso tra 0.5 e 0.53 ad aula vuota, e STI = 0.6 ad aula occupata per l'80%.

## 4 | Conclusioni

L'analisi condotta in questo articolo evidenzia come la qualità acustica di un'aula didattica dipenda dal complesso equilibrio tra propagazione del segnale vocale e rumore di fondo. Anche in ambienti che presentano valori conformi del tempo di riverberazione, infatti, la comprensione del messaggio verbale può risultare compromessa, soprattutto nelle postazioni più distanti dall'oratore.

In tal senso, il parametro  $C_{50}$  restituisce una misura diretta dell'energia sonora che giunge all'uditore entro un tempo limitato dall'emissione del segnale, contribuendo positivamente alla comprensione del parlato. Le variazioni spaziali osservate ad aula vuota evidenziano come le condizioni di ascolto non siano uniformi e come la qualità dell'esperienza didattica possa variare sensibilmente in funzione della posizione occupata, con ricadute sulla concentrazione e sull'efficacia dell'apprendimento. In questo caso, al fine di rafforzare il segnale sonoro e migliorare la chiarezza nelle file più lontane dalla cattedra potrebbe essere utile inserire, in posizione idonea, elementi di diffusione sonora in grado di ridistribuire l'energia sonora in modo più uniforme [15, 29]. Il fatto che nell'aula T2 – in cui

sono presenti a soffitto elementi in grado di svolgere questo ruolo (canali di distribuzione, travi in acciaio) – si rilevi una migliore chiarezza del parlato e una minore deviazione standard nella misura del tempo di riverberazione alle medio-alte frequenze, dimostra concretamente la validità di questa asserzione. È opportuno però osservare che le condizioni di occupazione delle aule influiscono in modo determinante, e dinamico, sulla chiarezza del parlato: ipotizzando che le due aule siano occupate all'80%, l'utilizzo di formule previsionali ha permesso di stimare valori medi spaziali del  $C_{50}$  di circa 2.5 dB, che possono essere ritenuti sufficienti seppur non eccellenti.

Un ulteriore aspetto di rilievo riguarda il rumore impiantistico. I risultati mostrano che i limiti normativi sono ampiamente superati in entrambe le aule, sia in termini di livello globale ponderato, sia guardando al criterio NC. Ciò sottolinea l'importanza di una progettazione accurata degli impianti, mirata alla corretta distribuzione delle sorgenti sonore ed al contenimento delle emissioni acustiche, al fine di evitare interferenze con il segnale vocale. Il livello sonoro generato dagli impianti supera ampiamente il rumore di fondo, che si attesta su livelli medi compresi tra 37 e 38 dB(A) in entrambe le aule in esame. Al fine di evitare il superamento dei limiti, sarebbe quindi necessario avere impianti di climatizzazione estremamente silenziosi. Nel confronto tra le due aule analizzate emergono differenze nelle prestazioni acustiche, ma entrambe evidenziano come un buon tempo di riverberazione non garantisce automaticamente condizioni ottimali di ascolto. La qualità acustica dell'ambiente didattico richiede un approccio progettuale integrato, capace di considerare congiuntamente architettura, acustica e impiantistica, con l'obiettivo di assicurare comfort, intelligibilità e pari condizioni di ascolto per tutti gli utenti.

## Conclusions

The analysis conducted in this paper shows that the acoustic quality of a classroom depends on the complex balance between propagation of the voice signal and background noise. Indeed, even in environments that have good reverberation time, the comprehension of the verbal message can be strongly compromised, especially in those positions that are furthest from the speaker.

In this direction, the  $C_{50}$  parameter provides a direct measure of the sound energy reaching the listener within a short time after the signal is emitted, positively contributing to the speech intelligibility. The spatial variations observed in the empty classrooms highlight how listening conditions are not uniform, and that the quality of the teaching experience can vary significantly depending on the position occupied, with repercussions on concentration and effectiveness of learning. In this case, to strengthen the signal perceived and improve speech clarity in the rows furthest from the desk, it could be useful to introduce, in a suitable position, sound diffusion elements capable of redistributing the sound energy in a more uniform way [15, 29]. The fact that in classroom T2 – where there are ceiling elements that can play this role (distribution channels, steel beams) – better speech clarity is observed as well as lower standard deviation in the reverberation time at medium-high frequencies, concretely demonstrates the validity of this assertion.

It should be noted, however, that the occupancy conditions have a decisive and dynamic influence on speech clarity in a classroom: assuming that the two classrooms are 80% occupied, the use of forecast formulas has made it possible to estimate average spatial values of  $C_{50}$  around 2.5 dB, which can be considered sufficient although not excellent.

A further important aspect concerns the noise of the thermal systems. The results show that the regulatory limits are largely exceeded in both classrooms, both in terms of the weighted global pressure level and by looking at the NC criterion. This underlines the importance of accurate system design, aiming at both the correct distribution of sound sources and the containment of noise emission, to avoid interference with the voice signal. The noise of thermal systems largely exceeds the background noise, whose average global sound pressure level ranges between 37 and 38 dB(A) in both classrooms: to comply with the regulatory limits, it would therefore be necessary to use extremely quiet thermal systems. In the comparison between the two classrooms, differences in acoustic performance emerge, but both highlight how a good reverberation time does not automatically ensure optimal listening conditions. The acoustic quality of the teaching environment requires an integrated design approach, capable of considering architecture, acoustics and plant engineering together, with the aim of ensuring comfort, intelligibility and equal listening conditions for all users.

## Bibliografia

- [1] M. Hodgson, Experimental investigation of the acoustical characteristics of university classrooms, *J. Acoust. Soc. Am.* 106(4) (1999) 1810-1819. <https://doi.org/10.1121/1.427931>.
- [2] S.R. Bistafa, J.S. Bradley, Reverberation time and maximum background-noise level for classrooms from a comparative study of speech intelligibility metrics, *J. Acoust. Soc. Am.* 107(2) (2000) 861-875. <https://doi.org/10.1121/1.428268>.
- [3] D. De Salvio, D. D'Orazio, Effectiveness of acoustic treatments and PA redesign by means of student activity and speech levels, *Appl. Acoust.* 194 (2022) 108783. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2022.108783>.
- [4] M. Spinelli, L. Barbaresi, A. Nora, V. Tardini, Protocollo sperimentale per la valutazione dell'intelligibilità del parlato nelle aule, dotate di impianto elettroacustico, del patrimonio edilizio dell'Università di Bologna, *RIA* 49(2) (2025) 45-54. <https://doi.org/10.3280/riaof-2025oa19516>.
- [5] D. Pelegrin-García, B. Rasmussen, J. Brunskog, Classroom acoustics design for speakers' comfort and speech intelligibility: a European perspective. In: *Proceedings of Forum Acusticum*, 2014.
- [6] D. Pelegrin-García, J. Brunskog, V. Lyberg-Åhlander, A. Löfqvist, Measurement and prediction of voice support and room gain in school classrooms. *J. Acoust. Soc. Am.* 131(1) (2012) 194-204. <https://doi.org/10.1121/1.3665987>.
- [7] Ente Italiano di Normazione, UNI 11532-2:2020, Caratteristiche acustiche interne di ambienti confinati – Metodi di progettazione e tecniche di valutazione – Parte 2: Settore scolastico. 2020.
- [8] F. Asdrubali, L. Busa, C. Carrus, S. Luzzi, P. Pulella, Un'applicazione di design acustico all'interno di ambienti scolastici, *RIA* 49(2) (2025) 55-59. <https://doi.org/10.3280/ria2-2025oa18517>.
- [9] F. Cotana, F. Asdrubali, G. Arcangeli, S. Luzzi, G. Ricci, L. Busa, M. Goretti, A.A.V. Tortorella, P. Pulella, P. Domenighini, V. Gambacorta, C. Guattari, F. Cirimbilli, A. Nicolini, P. Nataletti, D. Annesi, F. Sanjust, L. Cerini, Extra-Auditory Effects from Noise Exposure in Schools: Results of Nine Italian Case Studies, *Acoustics* 5 (2023) 216-241. <https://doi.org/10.3390/acoustics5010013>.
- [10] D. D'Orazio, G. Fratoni, L. Barbaresi, M. Garai, L. Cappellini, L'importanza dei 250 Hz. strategie per la progettazione acustica degli ambienti scolastici secondo UNI 11532-2:2020, *Atti del 48° Convegno Nazionale AIA*, Matera, 25-27 maggio 2022.
- [11] D. D'Orazio, G. Fratoni, V. Tardini, The Italian standard on classroom acoustics UNI 11532-2:2020 explained through case studies, *Appl. Acoust.* 231 (2025) 110498. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2024.110498>.
- [12] Ente Italiano di Normazione, UNI EN ISO 3745:2017, Acustica – Determinazione dei livelli di potenza sonora e dei livelli di energia sonora delle sorgenti di rumore mediante misurazione della pressione sonora – Metodi di laboratorio in camere anecoica e semi-anecoica. 2017.
- [13] Ente Italiano di Normazione, UNI EN ISO 3382-2:2008, Acustica – Misurazione dei parametri acustici degli ambienti – Parte 2: Tempo di riverberazione negli ambienti ordinari. 2008.
- [14] Ente Italiano di Normazione, UNI EN ISO 11367:2023, Acustica in edilizia – Classificazione acustica delle unità immobiliari – Procedura di valutazione e verifica in opera. 2023.
- [15] E. Arvidsson, E. Nilsson, D.B. Hagberg, O.J.I. Karlsson, The effect on room acoustical parameters using a combination of absorbers and diffusers – an experimental study in a classroom, *Acoustics* 2 (2020) 502-523. <https://doi.org/10.3390/acoustics2030027>.
- [16] L. Nijs, M. Rychtáriková, Calculating the optimum reverberation time and absorption coefficient for good speech intelligibility in classroom design using U50, *Acta Acustica*, 97(1) (2011) 93-102. <https://doi.org/10.3813/AAA.918390>.
- [17] Ente Italiano di Normazione, UNI EN ISO 12999-1:2021, Acustica – Determinazione e applicazione dell'incertezza di misurazione nell'acustica in edilizia – Parte 1: Isolamento. 2021.
- [18] Ente Italiano di Normazione, UNI EN ISO 3382-1:2009, Acustica – Misurazione dei parametri acustici degli ambienti – Parte 1: Sale da spettacolo. 2009.
- [19] F. Martellotta, The just noticeable difference of center time and clarity index in large reverberant spaces, *J. Acoust. Soc. Am.* 128(2) (2010) 654-663. <https://doi.org/10.1121/1.3455837>.
- [20] L. Cremer, H.A. Muller, *Principles and Applications of Room Acoustics*, Applied Science, London, 1982, Vol. 1, pp. 503-509.
- [21] M. Barron, L.J. Lee, Energy relations in concert auditoriums. *J. Acoust. Soc. Am.* 84(2) (1988) 618-628.
- [22] Ente Italiano di Normazione, UNI 11532-1:2018, Caratteristiche acustiche interne di ambienti confinati – Metodi di progettazione e tecniche di valutazione – Parte 1: Requisiti generali. 2018.
- [23] D. Sumarac-Pavlovic, M. Mijic, H. Kurtovic, A simple impulse sound source for measurements in room acoustics, *Appl. Acoust.* 69 (2008) 378-383. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2006.11.003>.
- [24] G. Cervantes-Madrid, R. Peral-Orts, N. Campillo-Davó, H. Campello-Vicente, Clapper as a simple impulse sound source for acoustics assessments in enclosed spaces, *Acoust. Pract.*, AiP-2020-01, 2020.
- [25] M.F. Infantone, G. Evola, A. Gagliano, Utilizzo del clappatore come sorgente sonora impulsiva per la misura del tempo di riverberazione negli ambienti confinati. In: *Proceedings del*

50° Convegno Nazionale dell'Associazione Italiana di Acustica. 2024.

- [26] J. S. Bradley, Speech-intelligibility studies in classrooms, *J. Acoust. Soc. Am.* 80 (1986) 846–854. <https://doi.org/10.1121/1.393908>.
- [27] J.S. Bradley, S.R. Bistafa, Relating speech intelligibility to useful-to-detrimental sound ratios. *J. Acoust. Soc. Am.* 112 (2002) 27–29. <https://doi.org/10.1121/1.1481508>.

- [28] Y.-J. Choi, Comparison of two types of combined measures, STI and U50, for predicting speech intelligibility in classrooms, *Arch. Acoust.* 42(3) (2017) 527–532. <https://doi.org/10.1515/aoa-2017-0056>.
- [29] J. Cucharero, T. Hänninen, T. Lokki, Influence of Sound-Absorbing Material Placement on Room Acoustical Parameters, *Acoustics* 1(3) (2019) 644–660. <https://doi.org/10.3390/acoustics1030038>.



# Comparing soundscape perception in-field and in laboratory: a two-site study in Turin, Italy

Lorenzo Dell'Anna<sup>a\*</sup> | Louena Shtrepi<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Dipartimento di Architettura e Design,  
Politecnico di Torino,  
Corso Duca degli Abruzzi, 24, 10129 Torino

<sup>b</sup> Dipartimento Energia,  
Politecnico di Torino,  
Corso Duca degli Abruzzi, 24, 10129 Torino

\* Corresponding author:  
lorenzo.dellanna@polito.it

**Ricevuto:** 28/2/2026

**Accettato:** 19/4/2026

**DOI:** 10.3280/ria2026oa22151

**ISSN:** 2385-2615

Over the past two decades, laboratory reproduction of soundscapes has been extensively investigated. Technologies such as head-mounted displays (HMDs) and Ambisonics audio have enabled virtual soundwalks to achieve acceptable levels of ecological validity. However, the perceptual impact of higher-fidelity immersive audio-visual reproduction systems has yet to be systematically assessed. Using third-order Ambisonics playback and 360° video delivered through an HMD, this study compared soundscape perception in-field and under laboratory conditions at two urban sites in Turin, Italy, within an Italian-speaking participant cohort. Subjective ratings were evaluated via Wilcoxon signed-rank tests with Benjamini-Hochberg correction. Psychoacoustic parameters were largely stable across experimental phases, with only minor variations observed in sharpness and roughness, suggesting overall accurate acoustic reproduction. No statistically significant differences were identified between conditions following correction for multiple comparisons, pointing to a substantial degree of perceptual equivalence. Nevertheless, directional shifts in perceptual responses were observed for one site prior to correction, highlighting the influence of contextual and psychological factors on subjective soundscape evaluation.

**Keywords:** soundscape, soundwalk, laboratory, ecological validity

## Confronto della percezione del soundscape in campo e in laboratorio: uno studio su due siti a Torino

Nel corso degli ultimi vent'anni, le riproduzioni in laboratorio del soundscape sono state studiate estensivamente. Tecnologie come visori per realtà virtuale (RV) e audio Ambisonics hanno permesso alle passeggiate sonore virtuali il raggiungimento di livelli accettabili di validità ecologica. Tuttavia, l'impatto percettivo di sistemi di riproduzione audio-visiva immersivi ad alta fedeltà non è ancora stato valutato sistematicamente. Usando una riproduzione audio in Ambisonics del terzo ordine e video a 360° riprodotti su visore per RV, questo studio ha comparato la percezione del soundscape in campo e in condizioni di laboratorio in due siti urbani della città di Torino. I parametri psicoacustici sono risultati in larga misura stabili nel corso delle fasi sperimentali, con sole variazioni minori osservate per sharpness e roughness, suggerendo una complessiva accuratezza della riproduzione acustica. A livello soggettivo, a seguito di analisi tramite test dei segni per ranghi di Wilcoxon e correzione di Benjamini-Hochberg per confronti multipli, non sono state identificate differenze statisticamente significative tra le due condizioni, indicando un sostanziale grado di equivalenza percettiva. Ciononostante, spostamenti direzionali nelle risposte percettive sono stati osservati per uno dei due siti prima della correzione, evidenziando l'influenza di fattori contestuali e psicologici nella valutazione soggettiva del soundscape.

**Parole chiave:** soundscape, soundwalk, laboratorio, validità ecologica

## 1 | Introduction

Since its introduction by Southworth [1] and subsequent theoretical consolidation by Schafer [2], the concept of soundscape has evolved into a multidisciplinary framework emphasizing the perceptual and contextual dimensions of the acoustic environment [3–6]. ISO 12913-1 defines soundscape as “acoustic environment as perceived or experienced and/or understood by a person or people, in context” [7]. Various quantitative frameworks have been proposed to characterize the soundscape, and existing methodologies have

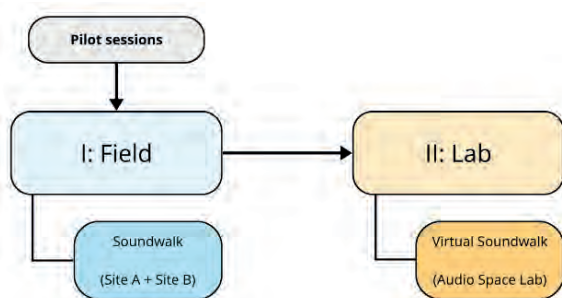
extensively explored the ecological validity of its reproduction in the laboratory [8–12]. Laboratory experiments ensure strict control of confounding variables but often face challenges reproducing the multisensory context underpinning holistic soundscape experience, whereas in-situ surveys preserve ecological authenticity at the expense of reproducibility and statistical scalability. Because soundscape perception emerges from multiple interacting factors, large and diverse datasets are typically required, limiting the generalizability of site-specific case studies [13,14]. Over the past two decades, however, research has shown that ecological validity

can be substantially preserved through high-fidelity reproduction techniques. Studies based on Ambisonics audio playback demonstrated the comparability of laboratory and in-situ perceptual outcomes [8,15]. Subsequent virtual reality (VR) investigations further indicated that this spatial reproduction approach, when combined with immersive visualization through head-mounted displays (HMDs), can reliably replicate core soundscape dimensions [10,16]. Recent frameworks distinguishing verisimilitude from veridicality further identify Ambisonics and immersive VR as the most consistent configuration for enhancing laboratory ecological validity [11,12,17].

Within this context, the present study evaluates two urban sites in Turin through a controlled comparison between an in-field soundwalk and its laboratory reconstruction at the Politecnico di Torino. By jointly analyzing objective psychoacoustic parameters and subjective assessments, the study also seeks to examine laboratory–field correspondence within the Italian cultural context, where previous cross-cultural evidence suggests specific affective appraisal patterns relative to Anglo-Saxon cohorts [18].

## 2 | Materials and methods

The research was structured and carried out in two separate main phases preceded by preliminary pilot sessions, as seen in Fig. 1; these sessions, conducted without any participant, were aimed at familiarizing the study coordinators with the selected sites and at validating the instrumentation configuration on site. The first phase consisted of an in-situ soundwalk; the second phase focused on its reproduction and subsequent data acquisition at the Audio Space Lab (Department of Energy, Politecnico di Torino).



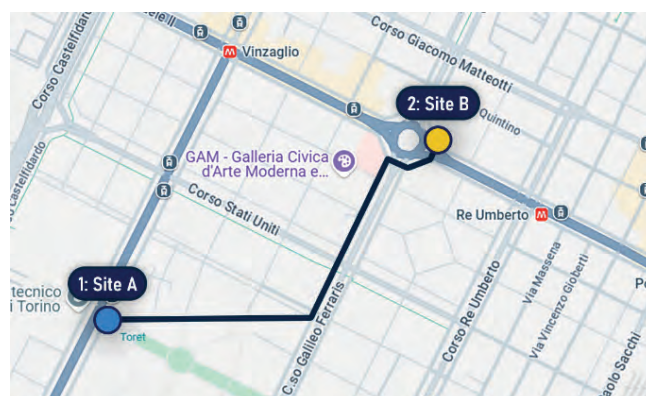
**Fig. 1 – The two-phase methodological approach**  
*L'approccio metodologico in due fasi*

### 2.1 | In-field soundscape assessment (phase 1)

Four locations within the city of Turin were initially considered for the in-situ soundwalk. Subsequently, two stops (Site A and Site B, as can be seen in Fig. 2) were selected because of their difference regarding various environmental actors, such as sound and landscape features. Notably, Site B is characterized by notably higher traffic density compared to Site A, which is located in a pedestrian area. The pilot sessions conducted

during March 2025 allowed the organizers to evaluate the timing of the experimental procedures.

The in-situ soundwalk was conducted on 15/04/2025, which presented fair weather conditions with mean temperature of 14 °C and mean relative humidity 86%. For each site, the data required for the investigation (binaural and Ambisonics audio recordings, sound pressure level acquisitions, 360° video recordings, subjective assessments) were acquired via acoustic instrumentation, a camera and questionnaires completed by the participants.



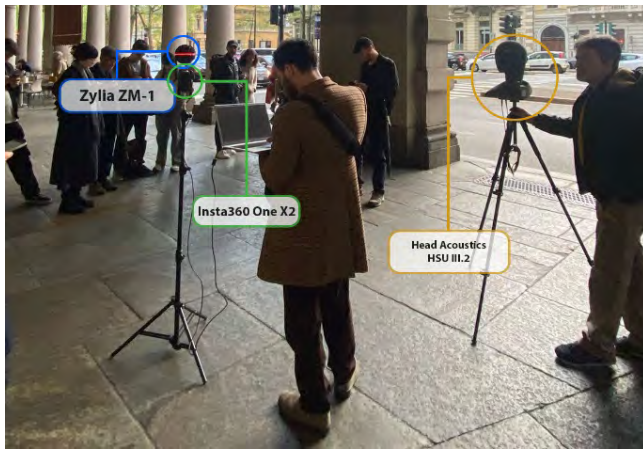
**Fig. 2 – Map of the soundwalk path in Turin**  
*Mappa della passeggiata sonora a Torino*

Binaural acquisitions allowed the collection of the psychoacoustic parameters needed to characterize the environmental acoustic profile; these included the equivalent continuous sound level ( $L_{Aeq}$ ), Loudness ( $N$ ), Sharpness ( $S$ ) and the 50<sup>th</sup> percentiles for Roughness ( $R_{50}$ ) and Fluctuation strength ( $F_{50}$ ). Subjective assessments were collected using a structured questionnaire derived from the ISO soundscape framework (method A) [19,20].

Perceptual aspects regarding the soundscape of both sites were assessed by participants using five-point Likert scales. The questionnaire included core perceptual attributes (e.g., pleasant, calm, vibrant, chaotic, monotonous, annoying, eventful), enabling projection of responses onto the Pleasantness–Eventfulness dimensions. Socio-demographic items (age, gender) and self-reported information on familiarity with the site were also included. All responses were collected anonymously and subsequently digitized.

#### 2.1.1 | Equipment

Various devices were employed for the acquisition of audio-visual data, as shown in Fig. 3. Specifically, the instrumentation included a Head Acoustics HSU III.2 analog artificial head paired with a Head Acoustics SQobold for binaural acquisitions (Head Acoustics, Germany); a 19-channel Zylia ZM-1 microphone array (Zylia, Poland) connected to a Windows PC for Ambisonics recording; a sound level meter for monitoring sound levels; and an Insta360 One X2 camera for video footage (Arashi Vision Inc, China).



**Fig. 3 – Devices employed for the acquisition of acoustic data**  
*Strumentazione impiegata per l'acquisizione dei dati acustici*

Immersive audio was recorded in 3<sup>rd</sup> order Ambisonics format, with a sampling rate of 48 kHz and a bit depth of 24 bits. Conversely, the stereo binaural audio was acquired in .hdf format and subsequently converted to .wav format (48 kHz/24-bit). Prior to each binaural acquisition, the artificial head was calibrated. For recordings involving the Zylla microphone, a dedicated patch was utilized within the Bidule software [21] environment to manage the 19-channel input.

### 2.1.2 | Participants

The research was designed to evaluate the acoustic environment of two locations via a group of 15 self-assessed normal-hearing subjects, who responded to an open call addressed to students and staff of Politecnico di Torino. Participants (12 males and 3 females, with age ranging between 22 and 76 years old) evaluated the environments both in-field and under laboratory conditions. Gender imbalance in the participant sample reflected the demographics of the academic environment and availability of the subjects. In field conditions, all recordings were conducted for a duration of two minutes [22]. During these recordings, participants were instructed to remain silent and to listen actively to the surrounding acoustic environment. Upon completion of the recording and active listening phase, participants were asked to complete a questionnaire for soundscape assessment. This procedure was repeated at each stop throughout the soundwalk.

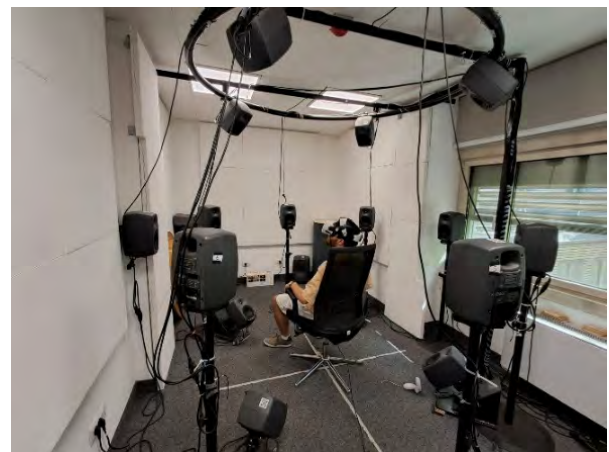
## 2.2 | Laboratory soundscape assessment (phase 2)

The laboratory experiment was designed to reproduce, as faithfully as possible, the in-field soundwalk previously conducted in phase 1. All participants who had previously taken part in the in-situ soundwalk were invited to attend the laboratory replication, implemented during the first week of June 2025 in the Audio Space Lab at Politecnico di Torino.

The two sessions were separated by an interval of approximately seven weeks. This interval was primarily determined by logistical constraints related to laboratory scheduling and participant availability; however, it does not rule out carry-over effects related to memory of the field experience, possible re-exposure to the sites between sessions, or contextual differences. These limitations are inherent to within-subjects field-to-laboratory designs in soundscape research and are consistent with the broader challenges of ecological validity discussed in the literature [23].

### 2.2.1 | Laboratory setup

The laboratory is equipped with an 18-loudspeaker array (16 full-range loudspeakers arranged on a spherical layout and 2 subwoofers), enabling third-order Ambisonics reproduction and fully surrounding the listener positioned in the middle of the room. Each participant experienced, individually, the two selected locations through a combined audio-visual presentation, as seen in Fig. 4. The Ambisonics recordings acquired during the in-field soundwalk were used as acoustic stimuli. To allow sufficient time for both re-experiencing the scene and completing the questionnaire, each 2-min recording was extended to a total duration of 7 min 30 s, seamlessly looping the original recordings to prevent any sudden interruptions. Playback levels were calibrated to match the in-field sound pressure levels (63.7 dB for Site A and 75 dB for Site B).



**Fig. 4 – Experimental set-up in the Audio Space Lab**  
*Setup sperimentale in Audio Space Lab*

Subsequently, each Ambisonics track was reproduced and re-recorded at the listening position. The gain required to reach the target level, defined as the Z-weighted equivalent level ( $L_z$ ) measured at each stop, was computed via a dedicated script in MATLAB and manually applied before playback of each scenario. The visual component was reconstructed from 360° recordings captured in situ. Video files were edited in DaVinci Resolve [24] to remove artefacts, apply fade-in/fade-out transitions, and rescale the resolution from 5.1K to



4K for compatibility. The two videos were delivered to a Meta Quest 2 (Meta, United States) HMD via a Windows PC running Unreal Engine [25]. Audio-visual synchronization was ensured through a custom MATLAB script coordinating playback between Bidule, Unreal Engine, and the HMD, enabling simultaneous and temporally aligned reproduction.

## 2.2.2 | Participants

Upon arrival, participants provided written informed consent for data collection and processing. Each subject completed the four audio-visual evaluations individually, following the same sequence of locations as in the field experiment. After questionnaire completion, brief verbal feedback was collected to support qualitative interpretation of the results.

## 2.3 | Analyses

Psychoacoustic parameters were analyzed for each binaural acquisition using the proprietary software ArtemiS (Head Acoustics, Germany). Regarding subjective data, the projection of questionnaire responses onto the two-dimensional model of perceived affective quality was performed using the open-source Python library Soundscapy [26]. Statistical differences between in-field and laboratory conditions were subsequently evaluated by means of the Wilcoxon signed-rank test for paired samples, chosen given the ordinal nature of the variables and the limited sample size. A significance threshold of  $\alpha = 0.05$  was adopted for all tests. In order to control the false discovery rate across the entire set of pairwise comparisons,  $p$ -values were corrected applying the Benjamini-Hochberg procedure [27]. Effect sizes were calculated as in Equation (1) to support interpretation of results independently of the small sample size.

$$r = Z/\sqrt{N} \quad (1)$$

## 3 | Results

### 3.1 | Objective parameters

Laboratory values for  $L_{Aeq}$  and Loudness were comparable to those measured in-field, indicating a generally faithful reproduction of the acoustic energy content. Sharpness values were slightly elevated compared to field measurements, reflecting possible differences in spectral balance introduced by the reproduction system. Fluctuation Strength values remained equal across conditions, while small variations were observed for Roughness. These descriptors were particularly sensitive to the presence of intermittent or modulated sound sources, such as traffic flows. The values obtained for each site in-field and in the laboratory are presented in Tab. 1 and Tab. 2, for Site A and Site B respectively. Significant figures were defined according to the just noticeable difference (JND) of each parameter [28,29].

**Tab. 1 – Psychoacoustic parameters for in-field and in-lab conditions (Site A)**

*Parametri psicoacustici in campo e in laboratorio (Sito A)*

| Parameter                        | Field | Lab  | Difference | JND [28,29] |
|----------------------------------|-------|------|------------|-------------|
| $L_{Aeq}$ [dB(A)]                | 58.2  | 56.4 | -1.8       | ~1          |
| N [sone]                         | 12.6  | 11.8 | -0.8       | ~0.5        |
| S [acum]                         | 1.16  | 1.42 | +0.27      | ~0.04-0.08  |
| $R_{50}$ [asper]                 | 0.14  | 0.09 | -0.05      | ~0.04       |
| $F_{50}$ [vacil <sub>HMS</sub> ] | 0.2   | 0.2  | 0          | ~0.012      |

**Tab. 2 – Psychoacoustic parameters for in-field and in-lab conditions (Site B)**

*Parametri psicoacustici in campo e in laboratorio (Sito B)*

| Parameter                        | Field | Lab  | Difference | JND [28,29] |
|----------------------------------|-------|------|------------|-------------|
| $L_{Aeq}$ [dB(A)]                | 68.0  | 68.4 | +0.4       | ~1          |
| N [sone]                         | 25.0  | 26.0 | +1.0       | ~0.5        |
| S [acum]                         | 1.24  | 1.47 | +0.23      | ~0.04-0.08  |
| $R_{50}$ [asper]                 | 0.14  | 0.10 | -0.04      | ~0.04       |
| $F_{50}$ [vacil <sub>HMS</sub> ] | 0.2   | 0.2  | 0          | ~0.012      |

In summary, the psychoacoustic analysis confirmed that the laboratory reproduction maintained the principal energetic and perceptual characteristics of the original soundscapes of both sites. Deviations were primarily associated with spectral and temporal attributes rather than overall level, providing a quantitative basis for interpreting subsequent subjective comparisons.

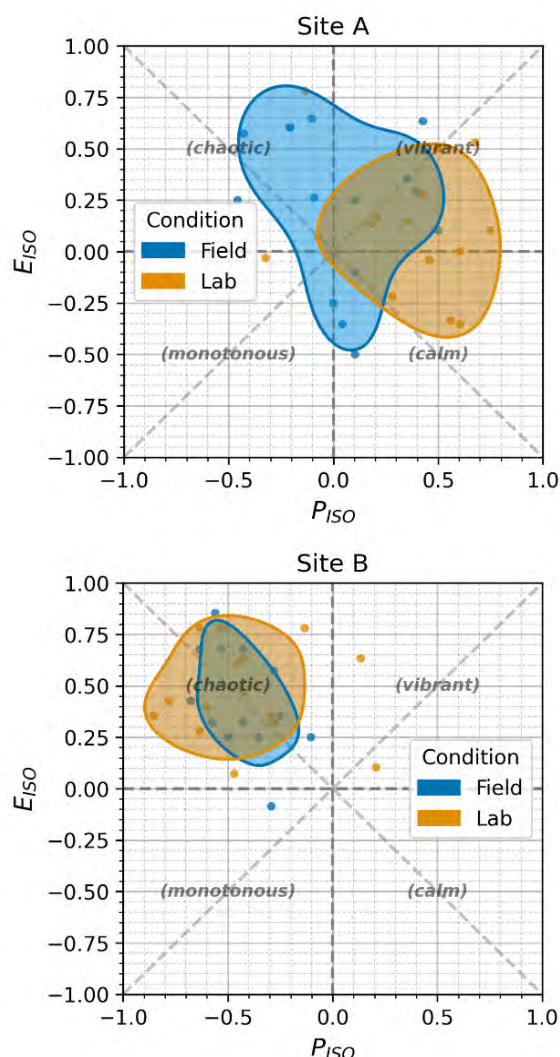
### 3.2 | Subjective parameters

The comparison between in-field and laboratory subjective evaluations revealed some differences emerging only for selected attributes in Site A. For Site B, the overall configuration within the Pleasantness-Eventfulness circumplex space remained stable between conditions. Subjective assessments for both sites are reported on Fig. 5.

From a statistical standpoint, results showed a different pattern across the two sites. For Site B, Wilcoxon signed-rank tests yielded  $p > 0.05$  for all eight ISO 12913-1 perceptual attributes, with  $p$ -values ranging from 0.317 (*calm*) to 1.000 (*annoying*) and effect sizes ranging from  $|r| = 0.07$  (*monotonous*) to  $|r| = 0.26$  (*calm, annoying*). This indicates a high degree of perceptual consistency between the field and laboratory conditions and suggests that the laboratory reproduction was able to faithfully convey the auditory character of the in-situ environment as perceived by participants.

For Site A, a different pattern emerged. Prior to correction, three attributes exhibited  $p$ -values below the conventional  $\alpha = 0.05$  threshold: *pleasant* ( $Z = -2.26$ ,  $p = 0.024$ ,  $|r| = 0.58$ ) and *annoying* ( $Z = -2.07$ ,  $p = 0.039$ ,  $|r| = 0.53$ ), both with large effect sizes, and *calm* ( $Z = -1.81$ ,  $p = 0.071$ ,  $|r| = 0.47$ ), which approached but did not reach the threshold. In the laboratory





**Fig. 5 – Subjective soundscape assessments for site A and B in field and laboratory conditions**

**Valutazioni soggettive del soundscape per i siti A e B in campo e in laboratorio**

condition, participants rated the acoustic environment as more pleasant and less annoying than in the field, with a tendency toward calmer perception. Following application of the Benjamini–Hochberg correction for multiple comparisons, however, none of these differences survived the adjusted significance thresholds, and the remaining five attributes showed no noteworthy differences ( $p = 0.102\text{--}0.608$ ,  $|r| = 0.13\text{--}0.42$ ). These results should accordingly be interpreted as exploratory, suggesting directional trends rather than confirmed effects.

## 4 | Discussion

A plausible explanation for the markedly altered perception of Site A can be attributed to the presence of music within the soundscape. Music is known to exert both positive and negative influences on perceived soundscape quality, depending on contextual and cognitive factors [30–32]. In Site A case, music constituted the dominant acoustic component, and subjective appraisal appears to have been strongly shaped by the

circumstances in which it was encountered. During the in-field soundwalk, participants were explicitly engaged in evaluative listening; under such task-oriented conditions, music may have been perceived as intrusive, functioning as a contextually incongruent sound source [33] – i.e., one that does not conform to prior expectations of the acoustic environment or that is present to an unusual extent. Conversely, in the laboratory reproduction, the reduced realism of the context and the mediated nature of recall may have attenuated this disturbance effect, allowing the musical component to be perceived as comparatively pleasant. Psychoacoustic analysis further suggests that alterations in spatial rendering, particularly the partial loss of source directivity in laboratory playback, may have contributed to this perceptual shift; similar cases are also discussed in the literature [34,35]. Regarding familiarity with VR reproduction, no significant age effect was observed.

Overall, the findings indicate that contextual expectation, task framing, and spatial fidelity interact significantly in shaping the affective evaluation of urban soundscapes. Nevertheless, subjective ratings were broadly consistent with established European patterns, including the association of lower pleasantness with traffic noise and higher vibrancy with human sounds [36], and do not suggest pronounced culturally specific deviations in affective appraisal. This result aligns with prior evidence from the Italian validation of the ISO 12913-2 perceptual attributes [37], which identified only slight cultural differences relative to the English version, insufficient to disrupt the circumplex structure.

## 5 | Conclusions

This study compared the soundscape of two urban sites in Turin under two conditions: in-field listening and laboratory reproduction of their audio-visual characteristics. Objective (psychoacoustic parameters) and subjective (questionnaire-based perceptual ratings from 15 participants) data were collected during a soundwalk conducted in April 2025 and subsequently replicated under controlled conditions at the Politecnico di Torino.

This analysis demonstrated a statistically consistent subjective perceptual experience across both conditions. Differences observed in the laboratory were attributable partly to acoustic rendering constraints and partly to contextual–psychological factors, as exemplified by the altered appraisal of a musical component in Site A. Following the application of the Benjamini–Hochberg correction, no statistically significant differences were identified between in-field and laboratory ratings across the ISO 12913 perceptual attributes, pointing to a substantial degree of perceptual equivalence between the two conditions. The findings are also largely consistent with established European soundscape appraisal patterns, suggesting that the Italian cultural context does not introduce strong systematic deviations within the ISO 12913-1 circumplex framework. Overall, though the

small sample size, unbalanced gender distribution and the approximately seven-week interval between sessions call for prudence in extending these findings to broader populations, they corroborate previous evidence on the ecological validity of laboratory-based soundscape reproduction. Further improvements in veridicality may be achieved through enhanced visual realism, integration of physiological monitoring, and expanded use of VR/AR technologies. In this perspective, the Audio Space Lab represents a viable infrastructure for immersive and methodologically robust laboratory soundscape assessment, potentially reducing reliance on repeated field-based soundwalks.

## Conclusioni

Questo studio ha comparato il soundscape di due siti urbani a Torino in due condizioni: ascolto in campo e riproduzione in laboratorio delle loro caratteristiche audio-visive. I dati oggettivi (parametri psicoacustici) e soggettivi (valutazioni percettive tramite questionario, compilato da 15 partecipanti) sono stati raccolti durante una passeggiata sonora condotta nell'aprile 2025 e successivamente replicata in condizioni controllate presso il Politecnico di Torino.

L'analisi ha dimostrato una esperienza percettiva statisticamente consistente in entrambe le condizioni. Le differenze osservate in laboratorio sono risultate attribuibili in parte a vincoli di rendering acustico e in parte a fattori contestuali e psicologici, come esemplificato dalla diversa valutazione della componente musicale nel Sito A. A seguito dell'applicazione della correzione di Benjamini-Hochberg, non sono state identificate differenze statisticamente significative tra le valutazioni in campo e in laboratorio per gli attributi percettivi ISO 12913-1, indicando un sostanziale grado di equivalenza percettiva tra le due condizioni. I risultati sono inoltre in larga misura coerenti con i pattern di valutazione del soundscape da parte di soggetti europei consolidati in letteratura, suggerendo che il contesto culturale italiano non introduce deviazioni sistematiche rilevanti all'interno del framework delineato dalla norma ISO 12913-1. Nel complesso, sebbene la ridotta dimensione del campione, la distribuzione di genere sbilanciata e l'intervallo di circa sette settimane tra le sessioni richiedano prudenza nell'estendere questi risultati a popolazioni più ampie, essi corroborano le evidenze esistenti sulla validità ecologica della riproduzione del soundscape in laboratorio. Ulteriori miglioramenti in termini di veridicità potranno essere raggiunti attraverso un maggiore realismo visivo, l'integrazione del monitoraggio fisiologico e un più esteso utilizzo di tecnologie VR/AR. In questa prospettiva, l'Audio Space Lab del Politecnico di Torino si presenta come un'adeguata infrastruttura per una valutazione del soundscape in laboratorio immersiva e metodologicamente robusta, con il potenziale di ridurre la dipendenza da passeggiate sonore ripetute sul campo.

## Acknowledgments

This work has been possible in light of the collaboration with all the participants who enthusiastically agreed to being part of this project. The authors are also very grateful to Fabrizio Ferrian (Head Acoustics) and to Davide Cetani for their support during the soundwalks, data acquisition and laboratory setup.

## References

- [1] Michael Southworth, The Sonic Environment of Cities, *Environ. Behav.* 1 (1969) 49–70. <https://doi.org/10.1177/001391656900100104>.
- [2] R.M. Schafer, *The Tuning of the World*, Random House Inc, New York, 1977.
- [3] J. Kang, F. Aletta, T.T. Gjestland, L.A. Brown, D. Botteldooren, B. Schulte-Fortkamp, P. Lercher, I. Van Kamp, K. Genuit, A. Fiebig, J.L. Bento Coelho, L. Maffei, L. Lavia, Ten questions on the soundscapes of the built environment, *Build. Environ.* 108 (2016) 284–294. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.08.011>.
- [4] J. Kang, Soundscape: Progress in the past 50 years and challenges in the next 50 years, *INTER-NOISE NOISE-CON Congr. Conf. Proc.* 263 (2021) 132–139. <https://doi.org/10.3397/IN-2021-1302>.
- [5] L. Jiang, A. Bristow, J. Kang, F. Aletta, R. Thomas, H. Notley, A. Thomas, J. Nellthorp, Ten questions concerning soundscape valuation, *Build. Environ.* 219 (2022) 109231. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.109231>.
- [6] J. Kang, Soundscape in city and built environment: current developments and design potentials, *City Built Environ.* 1 (2023) 1. <https://doi.org/10.1007/s44213-022-00005-6>.
- [7] ISO 12913-1, Acoustics — Soundscape — Part 1: Definition and conceptual framework, (2014).
- [8] C. Guastavino, B.F.G. Katz, J.-D. Polack, D.J. Levitin, D. Dubois, Ecological Validity of Soundscape Reproduction, *Acta Acust. United Acust.* 50 (2004).
- [9] L. Maffei, M. Masullo, A. Pascale, G. Ruggiero, V.P. Romero, Immersive virtual reality in community planning: Acoustic and visual congruence of simulated vs real world, *Sustain. Cities Soc.* 27 (2016) 338–345. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2016.06.022>.
- [10] J.Y. Hong, B. Lam, Z.-T. Ong, K. Ooi, W.-S. Gan, J. Kang, J. Feng, S.-T. Tan, Quality assessment of acoustic environment reproduction methods for cinematic virtual reality in soundscape applications, *Build. Environ.* 149 (2019) 1–14. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2018.12.004>.
- [11] H.I. Jo, J.Y. Jeon, Perception of urban soundscape and landscape using different visual environment reproduction methods in virtual reality, *Appl. Acoust.* 186 (2022) 108498. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108498>.
- [12] Y. Lu, S.-K. Lau, The ecological validity of laboratory experiments in soundscape and landscape research: A systematic review and meta-analysis, *Appl. Acoust.* 232 (2025) 110582. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2025.110582>.
- [13] M. Yang, A. Heimes, M. Vorländer, B. Schulte-Fortkamp, Comparison of subjective evaluations in virtual and real environments for soundscape research, *J. Acoust. Soc. Am.* 155 (2024) 3715–3729. <https://doi.org/10.1121/10.0026123>.
- [14] C. Tarlao, J. Steffens, C. Guastavino, Investigating contextual influences on urban soundscape evaluations with structural equation modeling, *Build. Environ.* 188 (2021) 107490. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.107490>.
- [15] W.J. Davies, N.S. Bruce, J.E. Murphy, Soundscape Reproduction and Synthesis, *Acta Acust. United Acust.* 100 (2014) 285–292. <https://doi.org/10.3813/AAA.918708>.
- [16] C. Xu, T. Oberman, F. Aletta, H. Tong, J. Kang, Ecological Validity of Immersive Virtual Reality (IVR) Techniques for the Perception of Urban Sound Environments, *Acoustics* 3 (2020) 11–24. <https://doi.org/10.3390/acoustics3010003>.

- [17] Y. Lu, S.-K. Lau, Examining the ecological validity of VR experiments in soundscape and landscape research, *Comput. Hum. Behav.* 162 (2025) 108462. <https://doi.org/10.1016/j.chb.2024.108462>.
- [18] D. Galati, R. Sciaky, The representation of antecedents of emotions in Northern and Southern Italy: A textual analysis, *J. Cross-Cult. Psychol.* 26 (1995) 123–140.
- [19] ISO 12913-2, Acoustics – Soundscape – Part 2: Data collection and reporting requirements, (2018).
- [20] ISO 12913-3, Acoustics – Soundscape – Part 3: Data analysis, (2019).
- [21] Plogue Art et Technologie, Inc., Bidule, (2025). <https://www.plogue.com/products/bidule.html> (accessed February 14, 2026).
- [22] A. Mitchell, T. Oberman, F. Aletta, M. Erfanian, M. Kachlicka, M. Lionello, J. Kang, The Soundscape Indices (SSID) Protocol: A Method for Urban Soundscape Surveys – Questionnaires with Acoustical and Contextual Information, *Appl. Sci.* 10 (2020) 2397. <https://doi.org/10.3390/app10072397>.
- [23] C. Tarlao, D. Steele, C. Guastavino, Assessing the ecological validity of soundscape reproduction in different laboratory settings, *PLOS ONE* 17 (2022) e0270401. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0270401>.
- [24] Blackmagic Design, DaVinci Resolve, (2024). <https://www.blackmagicdesign.com> (accessed February 24, 2026).
- [25] Epic Games, Unreal Engine, (2023). <https://www.unrealengine.com/> (accessed February 15, 2026).
- [26] A. Mitchell, F. Aletta, J. Kang, How to analyse and represent quantitative soundscape data, *JASA Express Lett.* 2 (2022) 037201. <https://doi.org/10.1121/10.0009794>.
- [27] Y. Benjamini, Y. Hochberg, Controlling the False Discovery Rate: A Practical and Powerful Approach to Multiple Testing, *J. R. Stat. Soc. Ser. B Stat. Methodol.* 57 (1995) 289–300. <https://doi.org/10.1111/j.2517-6161.1995.tb02031.x>.
- [28] H. Fastl, E. Zwicker, *Psychoacoustics: Facts and Models*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2007. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-68888-4>.
- [29] J. You, J.Y. Jeon, Just noticeable differences in sound quality metrics for refrigerator noise, *Noise Control Eng. J.* 56 (2008) 414. <https://doi.org/10.3397/1.2987734>.
- [30] Q. Meng, J. Kang, Effect of sound-related activities on human behaviours and acoustic comfort in urban open spaces, *Sci. Total Environ.* 573 (2016) 481–493. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2016.08.130>.
- [31] X. Fang, T. Gao, M. Hedblom, N. Xu, Y. Xiang, M. Hu, Y. Chen, L. Qiu, Soundscape Perceptions and Preferences for Different Groups of Users in Urban Recreational Forest Parks, *Forests* 12 (2021) 468. <https://doi.org/10.3390/f12040468>.
- [32] A. Mitchell, M. Erfanian, C. Soelistyo, T. Oberman, J. Kang, R. Aldridge, J.-H. Xue, F. Aletta, Effects of Soundscape Complexity on Urban Noise Annoyance Ratings: A Large-Scale Online Listening Experiment, *Int. J. Environ. Res. Public Health* 19 (2022) 14872. <https://doi.org/10.3390/ijerph192214872>.
- [33] N.S. Bruce, W.J. Davies, The effects of expectation on the perception of soundscapes, *Appl. Acoust.* 85 (2014) 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2014.03.016>.
- [34] S. Bertet, J. Daniel, E. Parizet, O. Warusfel, Investigation on Localisation Accuracy for First and Higher Order Ambisonics Reproduced Sound Sources, *Acta Acust. United Acust.* 99 (2013) 642–657. <https://doi.org/10.3813/AAA.918643>.
- [35] T. Huisman, A. Ahrens, E. MacDonald, Ambisonics Sound Source Localization With Varying Amount of Visual Information in Virtual Reality, *Front. Virtual Real.* 2 (2021) 722321. <https://doi.org/10.3389/frvir.2021.722321>.
- [36] F. Aletta, T. Oberman, A. Mitchell, M. Erfanian, J. Kang, Soundscape experience of public spaces in different world regions: A comparison between the European and Chinese contexts via a large-scale on-site survey, *J. Acoust. Soc. Am.* 154 (2023) 1710–1734. <https://doi.org/10.1121/10.0020842>.
- [37] G.E. Puglisi, L. Shtrepi, M.C. Masoero, A. Astolfi, Evaluating soundscape in the Italian language: Validation of the translation of the English standardized perceptual attributes of the ISO/TS 12913-2:2018 and comparison with other Romance languages, *Appl. Acoust.* 222 (2024) 110050. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2024.110050>.





# Cabin noise reduction: an integrated approach for agricultural tractors

Marco Polastri<sup>a</sup> | Stefano Mischiari<sup>a</sup> | Paolo Bonfiglio<sup>b\*</sup>

<sup>a</sup> Carraro Group,  
Via Olmo, 3, 35011 Campodarsego (PD)

<sup>b</sup> Materiacustica Srl,  
Via Ravera, 15A, 44122 Ferrara

\* Corresponding author:  
paolo.bonfiglio@materiacustica.it

**Ricevuto:** 2/12/2025

**Accettato:** 4/2/2026

**On line first:** 24/3/2026

**DOI:** 10.3280/riaof-2026oa21543

**ISSN:** 2385-2615

This paper examines noise and vibration phenomena inside the cabin of an agricultural tractor under various operating conditions. The experimental setup, including tractor specifications and measurement configuration, is described in detail. A preliminary analysis characterizes noise and vibration levels at selected cabin positions and explores correlations between sources, propagation paths, and perceived acoustic discomfort. Further experiments quantify the contribution of individual sources to overall noise. Based on these findings, the most effective noise-reduction strategies are implemented and their impact evaluated.

**Keywords:** agricultural tractor cabin acoustics, source contribution quantification, propagation paths, acoustic discomfort

## **Riduzione del rumore in cabina: un approccio integrato per i trattori agricoli**

Questo articolo analizza i fenomeni di rumore e vibrazione all'interno della cabina di un trattore agricolo in diverse condizioni operative. Il set-up sperimentale, comprensivo delle specifiche del trattore e della configurazione di misura, è descritto in dettaglio. Viene condotta un'analisi preliminare per caratterizzare i livelli di rumore e vibrazione in posizioni selezionate della cabina e per identificare le correlazioni tra sorgenti, percorsi di propagazione e discomfort acustico percepito. Ulteriori indagini sperimentali quantificano il contributo delle singole sorgenti al livello sonoro complessivo. Sulla base di tali risultati, vengono implementate le strategie di riduzione del rumore più efficaci e ne viene valutato l'impatto.

**Parole chiave:** acustica della cabina di trattore agricolo, contributo delle sorgenti, percorsi di propagazione, comfort acustico

## **1 | Introduction**

Reducing noise levels inside agricultural tractor cabins is essential to safeguard operator health, safety, comfort, and productivity. Prolonged exposure to excessive noise levels can lead to noise-induced hearing loss and cardiovascular disorders such as hypertension [1] [2]. European regulations impose strict limits on workplace noise exposure. Directive 2003/10/EC establishes a daily exposure limit of 87 dBA, considering the attenuation provided by personal protective equipment, and sets lower and upper action values at 80 dBA and 85 dBA, respectively [3]. Furthermore, Regulation (EU) 1322/2014 [4], applicable under Regulation (EU) 167/2013 [5], specifies technical requirements for vehicle approval, including acoustic protection for occupants.

From an operational safety perspective, an acoustically disturbed environment can impair concentration and alertness, increasing the risk of errors and accidents. Reduced perception of external auditory signals, such as alarms or warning calls, may result in severe consequences in complex agricultural contexts [2]. Regarding comfort and productivity, a quieter cabin enhances operator well-being, reduces fatigue, and promotes efficiency during extended work periods. Studies in industrial settings indicate that noise can

cause irritability, sleep disturbances, and decreased performance [6]. Although specific studies on the commercial impact of low-noise tractors are lacking, acoustic comfort is widely regarded as a competitive factor influencing purchasing decisions and shaping perceptions of equipment quality and innovation.

Numerous studies have investigated vibro-acoustic phenomena in agricultural tractors, aiming to reduce noise and vibration for improved operator comfort. Early research [7] proposed vibro-acoustic optimization of tractor cabins through combined experimental and numerical approaches, emphasizing the role of structural modifications in noise mitigation. Understanding tire-soil interaction is critical; in [8], a multibody approach based on the lumped parameter method was introduced to evaluate tractor dynamics and determine loads transmitted to the cabin under realistic operating conditions. Advanced NVH (Noise, Vibration, and Harshness) system simulations validated by experimental measurements have been developed [9], while active noise control (ANC) has been explored under controlled workloads and field tests using adaptive algorithms [10]. Optimization of cabin mounting systems through genetic algorithms has been proposed to minimize vibration levels [11], and experimental validation of theoretical noise fields around trac-

tors has highlighted the importance of propagation paths [12]. Further contributions [13] [14] enriched this domain by performing experimental analyses of noise and vibration under normal and predefined working conditions, focusing on acoustic comfort and psychoacoustic parameters such as loudness, sharpness, and roughness. These studies also assessed the effectiveness of various vibration control systems (including suspension configurations, seat designs, and tire technologies) through comparative tests on multiple tractor models. Collectively, these investigations provide a comprehensive framework for understanding noise and vibration sources, propagation mechanisms, and mitigation strategies in agricultural tractors.

The structure of this paper is as follows: Section 2 describes the tractor used in the experimental study, the measurement setup, and the operational conditions adopted. Section 3 presents the preliminary analysis aimed at characterizing noise and vibration levels at specific cabin positions and identifying correlations between sources, propagation paths, and perceived noise. Subsequent sections illustrate further experimental investigations conducted to quantify the contribution of each source. The results obtained after implementing the most effective noise-reduction interventions are then discussed. Finally, the concluding section outlines key findings and future research directions.

## 2 | Materials and methods

### 2.1 | Description of the tractor

The vehicle is a 2025 utility tractor equipped with a 3.6-liter, four-cylinder engine delivering a rated power of up to 85 kW. The brand and model of the tractor are not disclosed in the article for confidentiality reasons. It features a CARRARO T135 transaxle transmission with two powershift speeds, three mechanically controlled ranges, and six mechanical gears. Additional components include 4WD, three-speed rear power take-offs, and a single-speed front PTO. The hydraulic system comprises three gear pumps: one dedicated to the hydraulic steering unit (HSU), power braking, oil cooling, and transmission functions, and two pumps serving the rear hitch and external hydraulic consumers. An air compressor for trailer braking is also integrated.

The operator workspace consists of a six-pillar cabin mounted to the driveline via four anti-vibration mounts (Type CB 80 silent blocks [15]). Each mount comprises two natural rubber discs with a diameter of 76 mm and an overall height of 95 mm when assembled in pairs. These mounts are available in different Shore hardness values and can withstand a maximum axial load of 200 kg. Given that the load on each cab support is approximately 170 kg, CB 80 mounts with a hardness of 65 Shore were selected as the only configuration compatible with the current housing geometry.

### 2.2 | Description of the measurement set-up

The experimental measurement setup was conducted using the following instrumentation:

- PCB 378B02 microphones (nominal sensitivity 50 mV/Pa) positioned near the operator's ears;
- PCB 356B21 accelerometers (nominal sensitivity 10 mV/g) positioned on the hydraulic steering unit (hereafter HSU) and on the handbrake tie rod (hereafter Handbrake);
- PCB 353B18 accelerometers (nominal sensitivity 10 mV/g) positioned on the front firewall, on the brake pipe attached to the firewall and on the brake pump;
- Kistler 8766A500BH accelerometers (nominal sensitivity 1000 mV/g) located upstream and downstream of the front (left side) and rear (right side) silent blocks.

Data acquisition was carried out using Siemens Simcenter Testlab 2406 system. The microphone, accelerometric, and pressure signals were recorded at a sampling frequency of 25600 Hz, while the engine speed signal was captured at a sampling frequency of 200 Hz using a tachometric sensor on the crankshaft and a dedicated CAN bus transfer protocol.

### 2.3 | Description of testing conditions

The experimental campaign carried out at Prototypes and validation department of CARRARO Agritalia included the following types of tests:

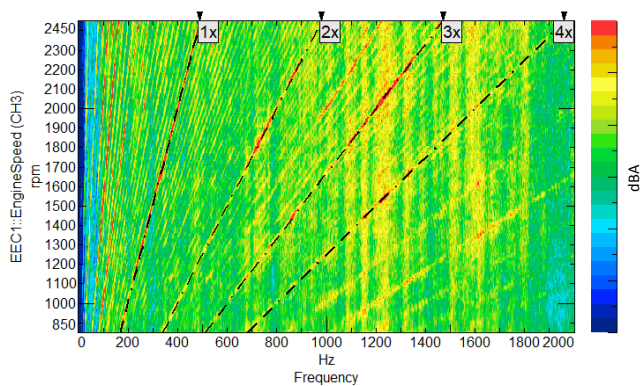
- **static measurements** (tractor at rest) at fixed engine speed values of 850 rpm, 1000 rpm, 1200 rpm, 1650 rpm, 1950 rpm, 2100 rpm, and 2450 rpm;
- **static measurements** (tractor at rest) varying the engine speed continuously from 850 rpm to 2450 rpm;
- **dynamic measurements** under conditions of the vehicle operating at 2450 rpm and a speed of 8 km/h.

For each experimental trial, sound pressure and acceleration signals were processed to calculate the overall levels (expressed in dBA) at the microphones, third-octave band spectra, narrowband spectra with a resolution of 1 Hz, and time histories of the overall microphone and acceleration levels. Each test was repeated three times, and for each measured quantity, the average energy values were determined. To summarize the results related to noise levels, the maximum value (both in the time domain and the frequency domain) between the two microphones will be reported, ensuring that the most demanding condition for the operator is always considered.

## 3 | Results

### 3.1 | Preliminary survey

Fig. 1 presents the spectrogram of the envelope from the microphones during a static measurement, where the engine speed was continuously varied from 850 rpm to 2450 rpm. The frequency range analysed extends up to 2000 Hz.



**Fig. 1 – Spectrogram of the microphone envelope related to a static measurement varying the rotational speed from 850 rpm to 2450 rpm**

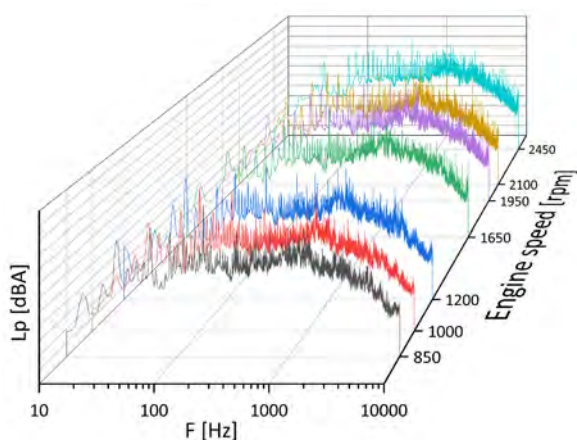
*Spettrogramma dell'involuppo dei microfoni relativo ad una misura statica variando in rampa continua il numero di giri da 850 rpm a 2450 rpm*

This spectrogram provides insights into the frequency distribution and amplitude changes of the sound over the specified range, facilitating a deeper understanding of the acoustic behaviour of the tractor during different engine speeds.

The graph clearly highlights spectral components at frequencies below 200 Hz, attributed to combustion orders. More notably, a dominant component is observed at frequencies of 170 Hz at 850 rpm and 490 Hz at 2450 rpm. This component can be linked to the operation of pumps, characterized by 12 teeth.

Additionally, a significant presence of spectral content above 1000 Hz is detected, negatively affecting the perceived sound quality, rendering it unsatisfactory.

An alternative representation of microphones response is shown in Fig. 2, which displays the narrowband spectra for all analysed engine speed values during the static tests. The comparison among different operating conditions clearly reveals components related to the combustion process, hydraulic components, and those localized at frequencies above 1000 Hz.



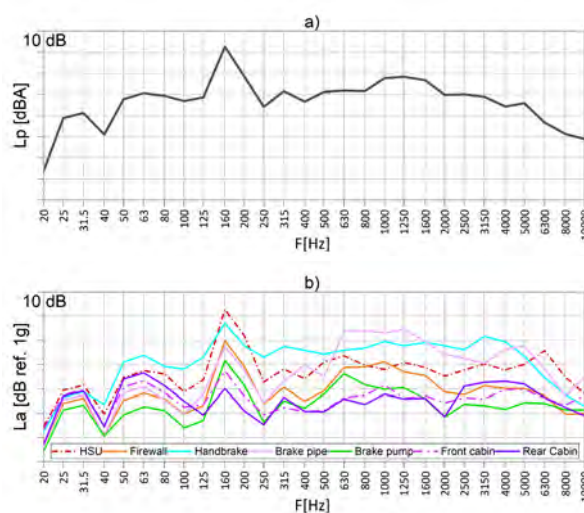
**Fig. 2 – Narrowband sound spectra of the microphone envelope for static measurements at fixed engine speeds**

*Spettri sonori in banda fine dell'involuppo dei microfoni per le misure statiche a numero fisso di giri motore*

To illustrate the distinctive characteristics of the noise perceived within the cabin, figures 3 and 4 present the third-octave band spectra acquired from the microphones under static conditions at 850 rpm and 2450 rpm.

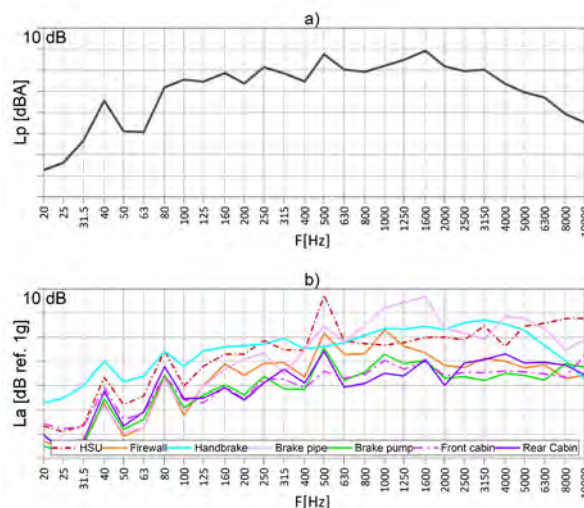
Additionally, these figures include the spectra from the accelerometers installed at various significant points: on the firewall, HSU, handbrake, brake pipe, brake pump, and in two positions inside the cabin, near the silent blocks.

This comparative analysis allows for a comprehensive understanding of how different sources contribute to the overall noise profile within the cabin at varying engine speeds.



**Fig. 3 – Frequency spectra of a) the microphone envelope and b) the accelerometers for the static measurement at 850 rpm**

*Spettri in frequenza a) dell'involuppo dei microfoni e b) degli accelerometri per la misura statica a 850 rpm*



**Fig. 4 – Frequency spectra of a) the microphone envelope and b) the accelerometers for the static measurement at 2450 rpm**

*Spettri in frequenza a) dell'involuppo dei microfoni e b) degli accelerometri per la misura statica a 2450 rpm*

The preceding figures not only clearly highlight the characteristics of the previously described noise but also allow for the correlation of acoustic components to the accelerations measured at various points within the cabin.

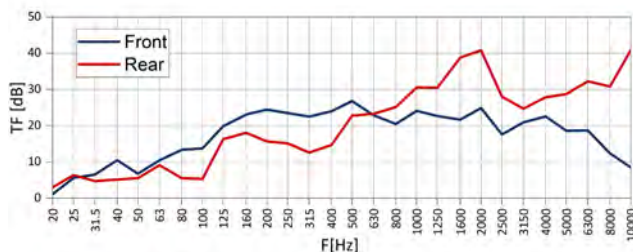


In particular:

- **Hydraulic Components:** frequency components located in the band of 160 Hz at 850 rpm and 500 Hz at 2450 rpm are significantly present near the HSU, as expected. These components also exhibit considerable amplitudes on the firewall (justified by the rigid connection between the firewall and the HSU) and on the brake pipe. At 850 rpm, notable stresses are observed on the handbrake. To a lesser extent, the same components are detectable at the base of the cabin, near the silent blocks.
- **High-Frequency Noise:** the noise at frequencies above 1000 Hz is primarily associated with the vibration of the brake pipe but is also manifested, albeit at a lower intensity, on the firewall, HSU, and handbrake.

The pairs of accelerometers positioned upstream and downstream of the silent blocks were used to calculate the transmissibility of these supports. Transmissibility is computed as the ratio between the upstream and downstream acceleration signals; therefore, high transmissibility function values indicate high vibration-isolation performance.

To evaluate the vibration isolation capabilities of the anti-vibration mounts, dynamic measurements were conducted by bringing the tractor to a constant speed of 40 km/h and then shutting off the engine until the vehicle came to a complete stop. This procedure allowed for the exclusion of contributions from alternative propagation paths (particularly those associated with the HSU and the pipes connected to the cabin) from the signals acquired by the accelerometers positioned downstream of the supports. The transmissibility curves for the front and rear supports are presented in Fig. 5.



**Fig. 5 – Transmissibility functions (in 1/3 octave bands) for front and rear silent blocks**

*Funzioni di trasmissibilità (in 1/3 di ottava) per i supporti antivibranti anteriori e posteriori*

The analysis of the transmissibility function has revealed suboptimal behaviour of the silent blocks. Specifically, the front support exhibits an increasing filtering capacity up to approximately 500 Hz, although with a modest slope. Beyond this frequency, the transmissibility tends to stabilize, reaching a plateau condition. In contrast, the rear support generally demonstrates limited isolating capacity, except in the frequency bands centered around 1600 Hz and 2000 Hz, where significantly better performance is observed.

These preliminary results highlight the need for a deeper analysis of the dynamic characteristics of the silent blocks, additional propagation paths (particularly those associated

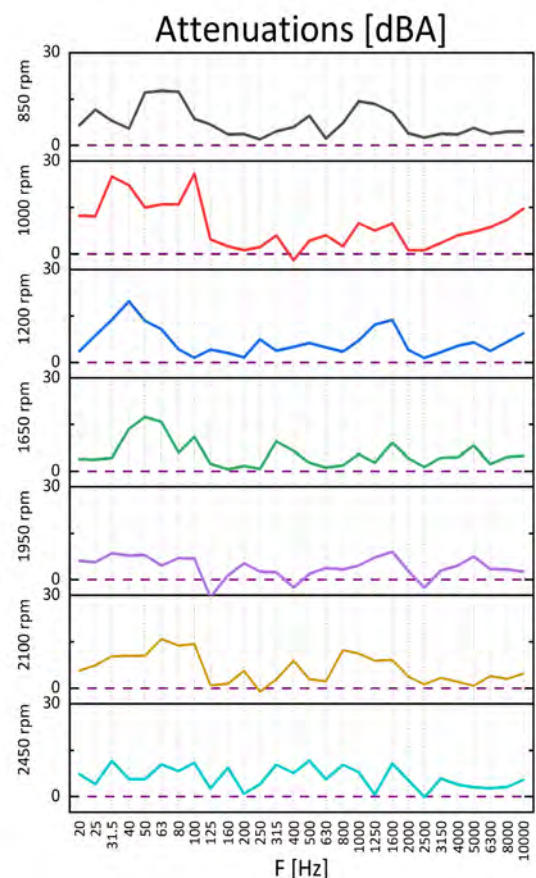
with the pipes and the handbrake), as well as the pumps responsible for the hydraulic components.

## 3.2 | Additional Experimental Investigation

This section presents the results of a supplemental experimental analysis conducted to quantify the contribution of each noise source, both direct and indirect. In all reported comparisons, positive attenuations are to be interpreted as a reduction in the noise level within the cabin, and thus, as an improvement in the perceived acoustic quality.

### 3.2.1 | Investigation on silent blocks

In a preliminary stage of the investigation on the silent blocks, the cabin was decoupled from the transmission and suspended using elastic tie rods, while the hydraulic circuit remained active. Fig. 6 presents the attenuations recorded by the microphones relative to the baseline configuration.



**Fig. 6 – Acoustic attenuations in 1/3 octave bands following cabin suspension**

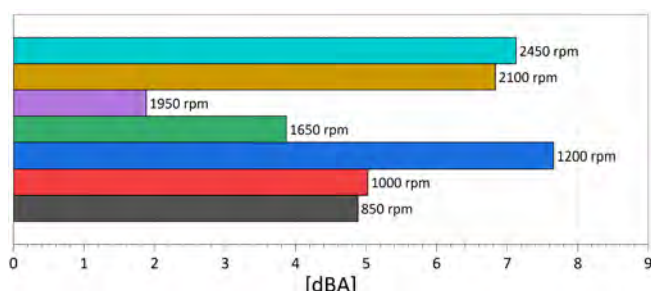
*Attenuazione in 1/3 di ottava ai microfoni a seguito della sospensione della cabina*

The comparison shows that the cabin suspension exerts a significant effect at low frequencies, proving to be particularly effective in filtering the components associated with combus-



tion orders. Their efficiency tends to decrease between 125 Hz and 1000 Hz, an interval where hydraulic components persist, as previously highlighted, due to the maintenance of the hydraulic circuit. The decoupling continues to produce positive effects even in the frequency band between 1000 Hz and 2000 Hz.

The overall attenuations, illustrated in Fig. 7 for different rotation speeds, demonstrate a significant improvement in cabin noise for all rpm values, except at 1950 rpm, where a reduction of approximately 2 dBA is still measured. Negative attenuations are attributed to unintended mechanical contacts between the hydraulic lines and the cabin's structural elements, which introduce additional vibration components (mainly at the characteristic frequencies of the hydraulic sources) into the measured response.



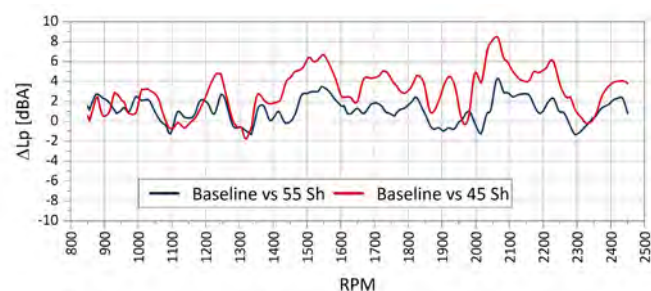
**Fig. 7 – Acoustic attenuations following cabin suspension. Positive values indicate a reduction in internal noise**

*Attenuazioni globali ai microfoni a seguito della sospensione della cabina. Valori positivi indicano una riduzione della rumorosità interna*

Following the results obtained with the suspension of the cabin, experimental tests were conducted by replacing the silent blocks of the baseline configuration with the following configurations:

- Type CB 80 silent blocks [15] maintaining the same geometry as the baseline configuration but with a hardness of 55 Shore (with a maximum load of 140 kg, utilized only in static conditions).
- Type CB 110 [16] silent blocks with modified geometry (diameter 100mm and thickness 105mm without any torque) and a hardness of 45 Shore.

Fig. 8 displays the attenuation ramps as a function of engine speed for the tests conducted with the 55 Shore and 45 Shore



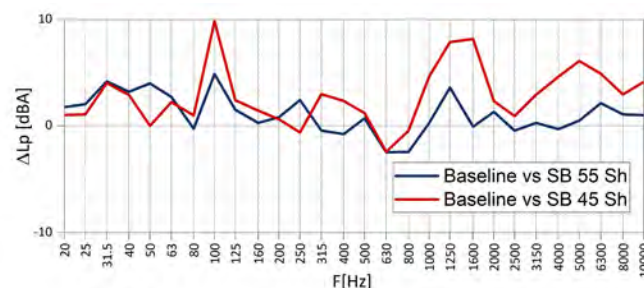
**Fig. 8 – Overall noise attenuation as a function of engine RPM with alternative silent blocks compared to the baseline configuration**

*Attenuazione globale ai microfoni al variare dei giri motore con supporti antivibranti alternativi rispetto alla configurazione base*

supports. From these comparisons, an average attenuation of approximately 1 dBA is observed for the supports 55 Shore, while the supports 45 Shore yield an average attenuation of around 3 dBA.

The performance of the silent blocks was also evaluated in the frequency domain, as illustrated in Fig. 9, which summarizes the attenuations relative to the baseline configuration at various frequencies. The curves were obtained by energetically averaging the spectra calculated from the ramps over a 1-second time interval.

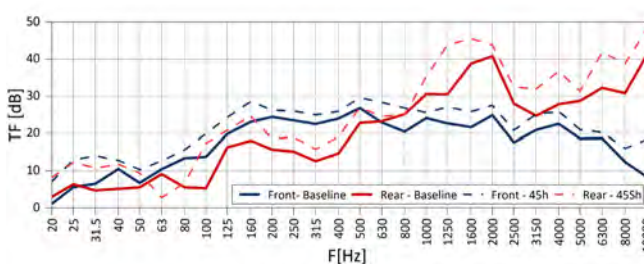
The graphs indicate that both configurations exhibit attenuations at low frequencies, while showing critical behaviour (particularly for the stiffer supports) in the range between 160 Hz and 800 Hz, confirming the results obtained with the suspension of the cabin. Overall, it can be concluded that the 45 Shore silent blocks are significantly more effective than those tested, particularly in the frequency range between 1000 Hz and 2000 Hz.



**Fig. 9 – Noise attenuation in 1/3-octave bands compared to the baseline configuration as a function of engine RPM (a) Silent Blocks 55 Shore (b) Silent Blocks 45 Shore**

*Attenuazione ai microfoni in 1/3 di ottava rispetto alla configurazione base al variare del numero di giri (a) Supporti 55 Shore (b) Supporti 45 Shore*

Fig. 10 compares the transmissibility functions between the silent blocks of the baseline configuration and those rated at 45 Shore. The increased filtering capacity is evident across nearly all frequencies of interest. The average increase in transmissibility ranges from 3 to 4 dB, which is consistent with the observed reduction in noise levels within the cabin.



**Fig. 10 – Transmissibility functions (in 1/3 octave bands): comparison between baseline and Silent Blocks 45 Shore**  
*Funzioni di trasmissibilità (in 1/3 di ottava): confronto tra condizione base e supporti 45 Shore*

### 3.2.2 | Investigation on Propagation Paths

The results presented in section 3.1 indicated that part of the noise contribution within the cabin originates from the vibrations of the firewall and the brake pipe connected to the front part of the cabin itself.

To evaluate the contribution of these elements, experimental tests were conducted in two different configurations. The first involved covering the firewall with a multi-layer insulating system composed of 10 mm PIR-PET material and 3.5 mm EPDM layer. The second configuration included replacing a section of the brake pipe with a flexible hose. These two configurations are illustrated in Fig. 11. It is important to note that these modifications maintain the original installation of the HSU and the brake pump on the firewall.

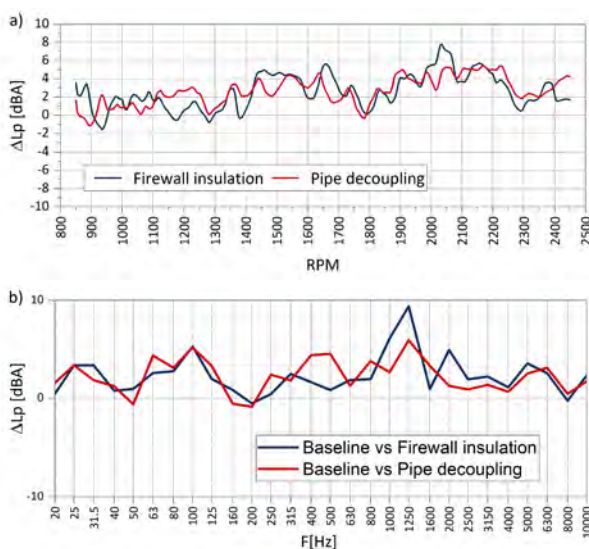


**Fig. 11 – Modifications to propagation paths: (a) firewall coating (b) pipe decoupling**

*Interventi sui percorsi di propagazione: (a) rivestimento paraflamma (b) disaccoppiamento tubo*

Fig. 12a presents the attenuation ramps as a function of engine speed for the microphones during the tests conducted in the two configurations earlier described. From these comparisons, an average attenuation of approximately 2.5 dBA is observed.

The performance of the two configurations was also evaluated in the frequency domain (Fig. 12b), where the attenuations are compared to the baseline configuration across various frequencies. The figure indicates that both configurations



**Fig. 12 – Attenuations following modifications to propagation paths: (a) overall values (b) 1/3-octave spectrum**  
*Attenuazioni a seguito degli interventi sui percorsi di propagazione: (a) valori globali (b) spettro in 1/3 di ottava*

exhibit significant attenuations throughout the frequency spectrum of interest. Overall, a more distributed attenuation is observed, attributed to the decoupling of the pipes.

### 3.2.3 | Investigation on Sources

The final phase of the investigation into primary noise sources involved extensive characterization in the following configurations:

- **HSU bypass:** the steering valve has been by-passed through a direct hydraulic connection of the inlet to the discharge port, keeping the valve in place at the steering column. In this way it has been determined the contribution of the steering unit to the noise transferred to the driver;
- **HSU and Brake Pump bypass:** in addition to the HSU bypass, the oil supply to the brake pump is interrupted by removing the feeding hose. By doing so, all the excitation sources to the cabin that are directly connected to the hydraulic circuit have been removed;
- **External Pump bypass:** the external pump has been removed in order to eliminate a source of excitation and determine the contribution of the displacement unit to the noise transferred to the cabin;
- **Dedicated pump for HSU:** a dedicated circuit is created for the power steering instead of connecting it in series with other oil consumers;
- **Silencer:** a multiple Helmholtz resonator aimed at reducing the amplitude of the pressure pulsation emitted by the displacement unit (Fig. 13). It is made of two concentric pipes: the inner one is the main oil duct where the oil flow takes place, the outer one defines the expansion chamber. Multiple holes drilled on the inner pipe allows the hydraulic connection between the volumes and define the number of necks of the frequency response. Also, the transmission loss of the device is properly calibrated by acting on resonance volume and bore shape. In particular, transmission loss peaks are shifted at lower frequency as the volume increase and by reducing the length to diameter ratio of the bores [17];
- **Silent Pump:** silenced fixed displacement unit (Fig. 14). The gear wheels have seven teeth that combine helical gearing with a non-involute tooth profile allowing a permanent tooth contact. Moreover, the peculiar gearing shape prevents local pressure peaks between the tooth



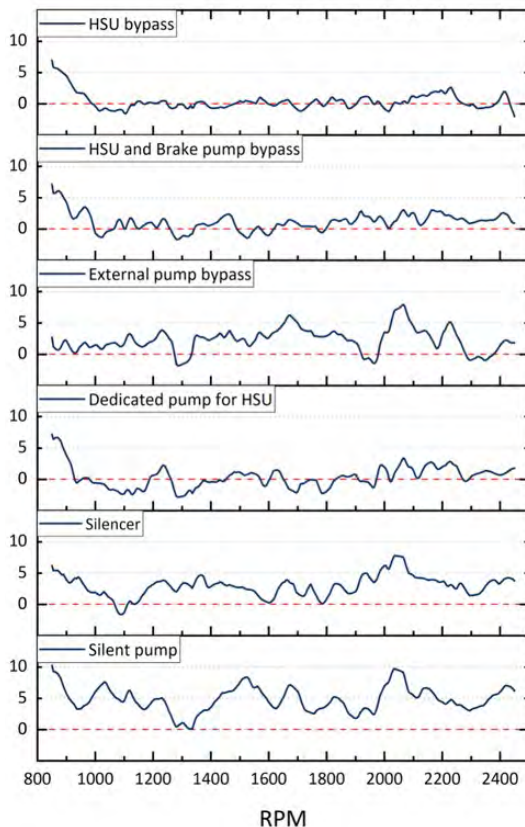
**Fig. 13 – Silencer**  
*Silenziatore*



**Fig. 14 – Silent pump**  
**Pompa silenziata**

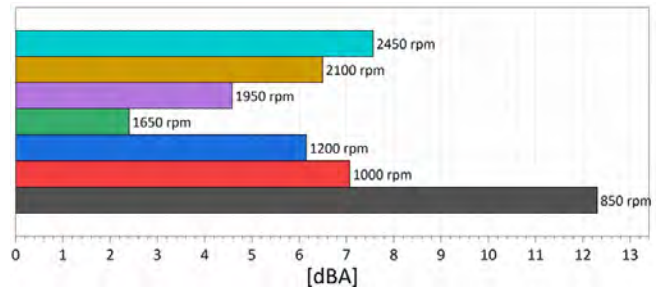
flanks, that is one of the main disadvantages of spur gear pumps on the noise and vibration point of view. Such characteristics result in a strongly reduced flow pulsation compared to standard external gear pumps.

The microphone attenuations at various engine speeds are presented in Fig. 15. From these comparisons, it is observed that all configurations (except for the external bypass pump) have a significant effect at low speeds (850 rpm). Among the tested configurations, the HSU bypass, the HSU and brake pump bypass, and the dedicated pump for HSU show negligible effects above 1000 rpm. The remaining configurations lead to a significant reduction in noise, with the silent pump providing the best overall performance.



**Fig. 15 – Overall noise attenuation as a function of engine RPM, for all modifications to the main sources compared to the baseline configuration**  
**Attenuazione globale ai microfoni al variare dei giri motore per tutti gli interventi sulle sorgenti principali rispetto alla configurazione base**

The global attenuations for the various rpm values shown in Fig. 16 indicate a significant improvement at all rpm levels, except at 1650 rpm, where the attenuation is approximately 2 dBA.



**Fig. 16 – Overall acoustic attenuations with silent pump**  
**Attenuazioni globali ai microfoni nella condizione di pompa silenziata**

### 3.2.4 | Results resume

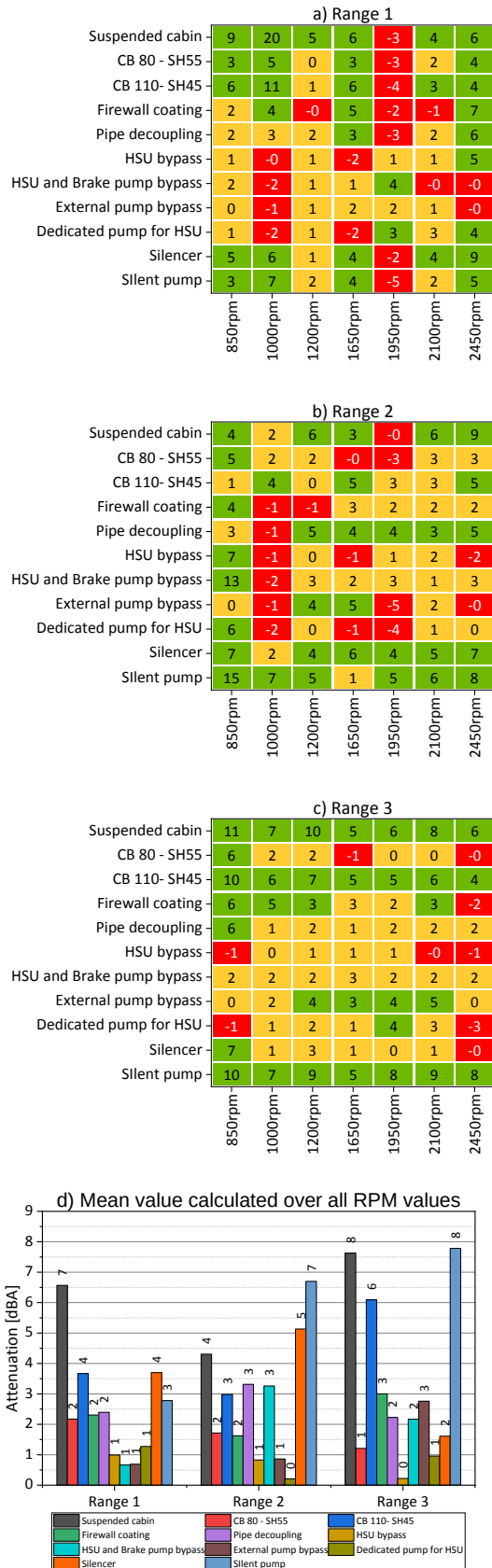
In the following section, the results of the additional experimental campaign are summarized by dividing the entire frequency range into three segments:

- **Range 1:** Energy content between 20 Hz and 125 Hz. In this range, contributions primarily related to the combustion mechanism are observed, along with potential anomalies linked to gear interactions in unfavourable cases.
- **Range 2:** Energy content between 160 Hz and 800 Hz. In this range, the major contribution comes from the hydraulic circuit (fundamental harmonic and its first harmonics).
- **Range 3:** Energy content above 1000 Hz. This range has a significant impact in terms of mechanical noise, predominantly arising through the silent blocks and the firewall.

Starting from the frequency spectra obtained for each of the analysed configurations, global values (as the energetic sum of frequency components) were determined for the three representative ranges. The attenuations relative to the baseline configuration are shown in figures 17(a)-(c). Fig. 15(d) presents the microphone attenuations averaged over all engine speed values.

The data summarized in Fig. 17 indicate that, excluding the suspension of the cabin, the interventions with the most significant effect on noise reduction are primarily the use of the silent pump and the 45 Shore silent blocks. Additionally, for Range 2, the decoupling of the pipes also contributes notably. The silencer has a non-negligible effect (particularly in Range 2), but it is still less effective than the silent pump. The effects of the bypasses for the pumps and the HSU can be considered relatively insignificant.





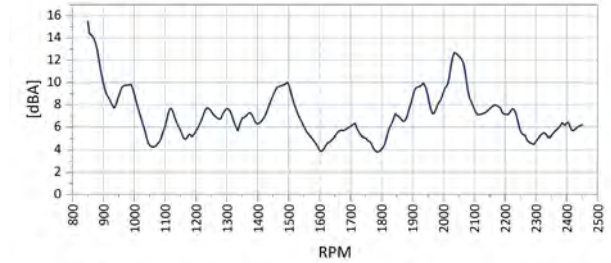
**Fig. 17 – Overall noise attenuation as a function of engine RPM, for all modifications to the main sources compared to the baseline configuration (a) Range 1 (b) Range 2 (c) Range 3 (d) Average for all RPM values**

**Attenuazione globale ai microfoni al variare dei giri motore per tutti gli interventi sulle sorgenti principali rispetto alla configurazione base(a) Range 1 (b) Range 2 (c) Range 3 (d) Media su tutti i valori di rpm**

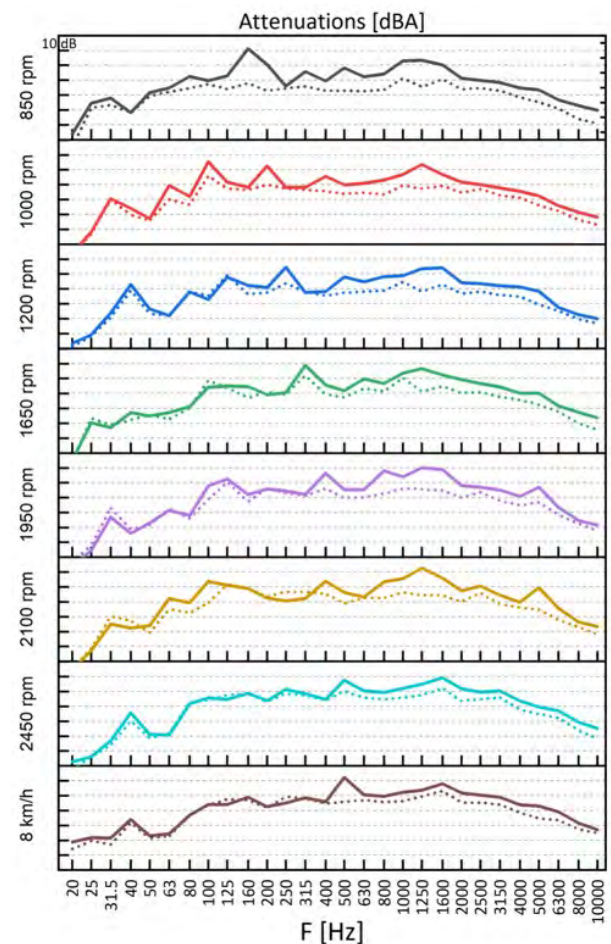
### 3.3 | Optimized configuration

#### 3.3.1 | Experimental results

Based on the synthesis presented in the previous section, the final phase of the activity involved repeating the tests using an optimized configuration consisting of a silent pump, 45 Shore silent blocks, and the decoupling of the brake pipe. The main results are presented in Figs. 18 and 19.



**Fig. 18 – Overall noise attenuation as a function of engine RPM, for the optimized configuration compared to the baseline**  
**Attenuazione globale ai microfoni al variare dei giri motore per la configurazione ottimizzata rispetto alla configurazione di base**

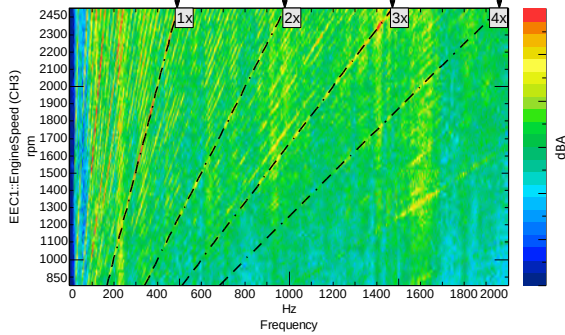


**Fig. 19 – Frequency spectra of the microphone envelope for the baseline configuration (solid line) and the optimized configuration (dashed line) as a function of the rotational speed**  
**Spettri in frequenza dell'involuppo dei microfoni per le configurazioni base (linea continua) e ottimizzata (linea tratteggiata) al variare del numero di giri**



In particular, the ramp of overall sound pressure envelope as a function of engine speed shows a significant attenuation averaging approximately 7 dBA, with values around 14 dBA at idle. In spectral terms, the optimized configuration is able to significantly reduce the hydraulic components and noise at frequencies above 1000 Hz.

Finally, Fig. 20 presents the spectrogram of the envelope from the microphones during a static measurement for the optimized configuration.



**Fig. 20 – Spectrogram of sound pressure levels at a static measurement varying the rotational speed for the optimized configuration**  
**Spettrogramma del livello sonoro per una misura statica variando in rampa continua il numero di giri per la configurazione ottimizzata**

The spectrogram, when compared with the equivalent graph shown in Figure 1 for the baseline, clearly illustrates the improvement in noise levels as the rotational speed varies and across all frequencies of interest.

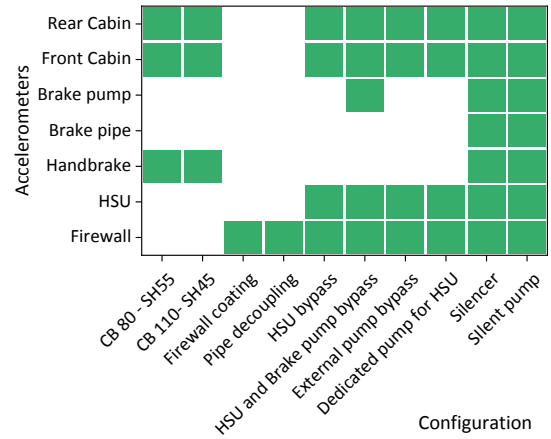
### 3.3.2 | Definition of a ML-based predictive model of Internal Noise

This section will define a predictive model for the overall internal noise (in dBA) based on the global acceleration values (in dB ref. 1g) at various positions of the accelerometric sensors.

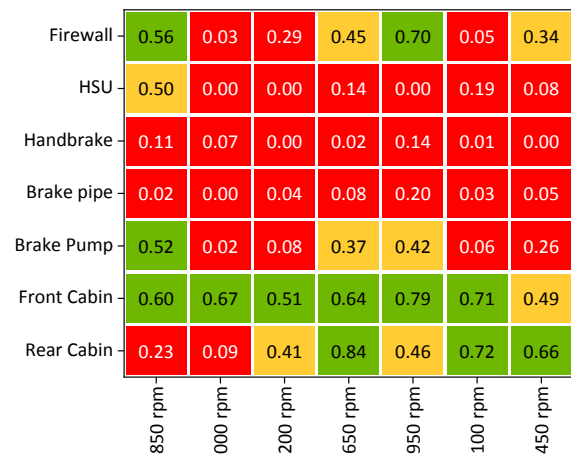
Figure 21 summarizes the primary effects of each tested configuration on the accelerometer locations. As an example, configurations involving different silent blocks mainly affect the cabin upstream and downstream sensors and the handbrake, as expected from their mechanical coupling paths. In contrast, the configurations using the silencer and the silent pump produce responses across all accelerometers, indicating a more global influence on the vibration field.

Subsequently, the correlations between the trends of the global values at the microphones and the global values at each individual accelerometer were calculated (Fig. 22). The quality of the correlation was assessed using the linear correlation coefficient.

While the analysis of individual linear correlation coefficients identifies the points with the most significant effects, in a complex system such as the one analysed, it is reasonable to assume that noise levels may be associated with a combination of one or more variables.



**Fig. 21 – Effect of the tested configurations at the various accelerometer positions**  
**Effetto delle configurazioni testate alle varie posizioni accelerometriche**



**Fig. 22 – Linear correlation coefficients between noise and vibration sensors**  
**Effetto delle configurazioni testate alle varie posizioni accelerometriche**

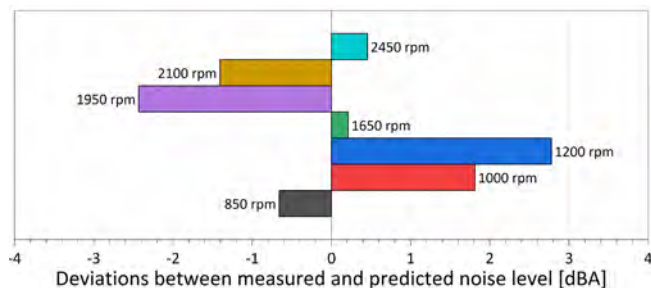
Using a machine learning approach [18-20] a predictive model was developed based on a multivariate polynomial of the form:

$$M = \alpha_0 + \sum_{j=1}^7 \sum_{k=1}^n \alpha_{jk} x_j^k + \sum_{j < 1} \sum_{a+b < n} \beta_{j,a,b} x_j^a x_j^b \quad (1)$$

where:

- $x_j$  are the variables (firewall, HSU, handbrake, etc.);
- $\alpha_j$  are the coefficients of the individual powers;
- $\beta_{j,a,b}$  are the coefficients of the interactions up to the degree  $n$ .

From a preliminary study, a polynomial degree of  $n = 4$  ensures the convergence of the result. The validation of the model was conducted by attempting to predict the internal noise of the optimized configuration after assigning a new set of variables related to that configuration. The differences between the measured and estimated noise values are presented in Fig. 23.



**Fig. 23 – Difference between the measured noise and the noise estimated by the predictive model for the optimized configuration**

***Differenza tra rumorosità misurata e stimata mediante il modello predittivo per la configurazione ottimizzata***

## 4 | Conclusions

The work conducted enabled a comprehensive experimental analysis of an agricultural tractor, with the primary objective of reducing perceived noise within the operator cabin. Measurements of sound pressure levels inside the cabin, combined with accelerometric data collected at several critical points on the machine, provided an initial characterization of vibration sources and propagation paths. This preliminary phase was essential for identifying dominant contributors to cabin noise and establishing correlations between structural dynamics and acoustic response.

Building on these findings, targeted interventions were implemented to isolate and mitigate the main noise sources. These actions included modifications to propagation paths, the integration of anti-vibration mounts (silent blocks), and adjustments to specific components acting as primary sources of excitation. The most effective measures were combined to define an optimized configuration capable of significantly reducing cabin sound levels across the entire engine speed range. Comparative analyses confirmed that this configuration achieved substantial improvements in acoustic comfort without compromising operational performance.

Furthermore, leveraging the observed correlations between accelerometric signals and microphone measurements, a preliminary predictive model was developed. This model, experimentally validated on the optimized configuration, demonstrated an accuracy of approximately 3 dBA in estimating cabin noise levels. Such predictive capability represents a valuable tool for early-stage design optimization, reducing reliance on extensive physical testing.

Future developments will focus on extending the applicability of the predictive model by increasing sensor density and incorporating additional parameters. These enhancements aim to improve model robustness and enable its integration into advanced NVH simulation frameworks, supporting the design of next-generation agricultural tractors with superior acoustic performance.

## Conclusions

L'attività presentata nell'articolo ha permesso di effettuare un'analisi sperimentale completa su un trattore agricolo, con l'obiettivo principale di ridurre il rumore percepito all'interno della cabina operatore. Le misurazioni dei livelli di pressione sonora all'interno della cabina, combinate con i dati accelerometrici raccolti in diversi punti critici della macchina, hanno fornito una caratterizzazione preliminare delle sorgenti di vibrazione e dei percorsi di propagazione. Questa fase iniziale è stata fondamentale per identificare i principali contributi al rumore in cabina e stabilire correlazioni tra la dinamica strutturale e la risposta acustica.

Sulla base di tali risultati, sono stati implementati interventi mirati per isolare e mitigare le principali sorgenti di rumore. Le azioni hanno incluso modifiche ai percorsi di propagazione, l'integrazione di supporti antivibranti (silent block) e l'ottimizzazione di componenti specifici responsabili delle eccitazioni principali. Le misure più efficaci sono state combinate per definire una configurazione ottimizzata, capace di ridurre in modo significativo i livelli sonori in cabina lungo l'intero intervallo di velocità del motore. Le analisi comparative hanno confermato che tale configurazione ha ottenuto miglioramenti sostanziali in termini di comfort acustico senza compromettere le prestazioni operative.

Inoltre, sfruttando le correlazioni osservate tra i segnali accelerometrici e le misurazioni microfoniche, è stato sviluppato un modello predittivo preliminare. Questo modello, validato sperimentalmente sulla configurazione ottimizzata, ha dimostrato un'accuratezza di circa 3 dBA nella stima dei livelli di rumore in cabina. Tale capacità predittiva rappresenta uno strumento prezioso per l'ottimizzazione progettuale nelle fasi iniziali, riducendo la dipendenza da test fisici estensivi.

Gli sviluppi futuri si concentreranno sull'estensione dell'applicabilità del modello predittivo mediante l'aumento della densità dei sensori e l'inclusione di ulteriori parametri significativi. Questi miglioramenti mirano a incrementare la robustezza del modello e consentirne l'integrazione in avanzati framework di simulazione NVH, supportando la progettazione di trattori agricoli di nuova generazione con prestazioni acustiche superiori.

## References

- [1] A. Pretzsch, A. Seidler, J. Hegewald, Health Effects of Occupational Noise. *Curr Pollution Rep* 7, 344–358 (2021). <https://doi.org/10.1007/s40726-021-00194-4>.
- [2] L.K. Kanu, S.M.K. Lwara, X. Meng, Impacts of workplace noise exposure and mitigation strategies: a scoping review. *Discov Public Health* 22, 214 (2025). <https://doi.org/10.1186/s12982-025-00611-9>.
- [3] Directive 2003/10/EC – noise (latest update: 14/11/2024), <https://osha.europa.eu/en/legislation/directives/82> (accessed November 20, 2025).
- [4] Regulation (EU) 1322/2014, [https://eur-lex.europa.eu/eli/reg\\_del/2014/1322/oj/ita](https://eur-lex.europa.eu/eli/reg_del/2014/1322/oj/ita) (accessed November 20, 2025).
- [5] Regulation (EU) 167/2013 <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2013/167/oj/eng> (accessed November 20, 2025).
- [6] T.K. Mahapatra, S. Satapathy, (2024). Assessment and Evaluation of the Effects of Hazardous Noise Produced by the Manufacturing Industry on the Workers. In: Realyvásquez Vargas, A., Satapathy, S., García Alcaraz, J.L. (eds) *Automation and Innovation with Computational Techniques for Futuristic Smart, Safe and Sustainable Manufacturing Processes*. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-46708-0\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-031-46708-0_6).

- [7] E. Carletti, G. Miccoli. Vibroacoustic Optimization of a Tractor Cab. 21st International Congress on Sound and Vibration, Beijing, 2014.
- [8] M. Martelli, D. Chiarabelli, S. Gessi, P. Marani, E. Mucchi, M. Polastri, Comprehensive lumped parameter and multibody approach for the dynamic simulation of agricultural tractors with tyre-soil interaction. IET Cyber-Syst. Robot. e12092, 2023. <https://doi.org/10.1049/csy2.12092>.
- [9] G. Pasch, G. Jacobs, J. Berroth. NVH System Simulation of a Tractor with Hydrostatic-Mechanical Power Split Transmission. Landtechnik, 75(4):301–315. DOI: 10.15150/lt.2020.3254. 2020.
- [10] F. Mori, A. Santoni, P. Fausti, F. Pompoli, P. Nataletti, P. Bonfiglio. The effectiveness of an active noise control system with remote microphones technique in a tractor cabin. Rivista Italiana di Acustica. DOI: 10.3280/ria1-2025oa19189. 2025.
- [11] M.-W. Kang, H.-W. Han, Y.-J. Park. Optimization of Cabin Mounting System for Tractor using a Genetic Algorithm. Journal of Biosystems Engineering. DOI: 10.1007/s42853-024-00217-0. 2024.
- [12] P. Cardei, C. Sorica, V. Vladut, M. Matache. Studies on the Experimental Validation of the Theoretical Static Noise Field in the Neighbourhood of Agricultural Tractors. Springer Proceedings in Physics. DOI: 10.1007/978-3-030-54136-1\_17. 2020.
- [13] F. Pedrielli, E. Carletti, P. Fausti, F. Pompoli, A. Peretti, J. Griguolo, P. Nataletti. Analysis of the psychoacoustic parameters in agricultural tractor cabs. Conference Proceedings. 2018.
- [14] A. Peretti, J. Griguolo, F. Pompoli, C. Visentin, P. Fausti, F. Pedrielli, E. Carletti, P. Nataletti. Misure su trattori agricoli finalizzate all'individuazione delle caratteristiche delle vibrazioni e del rumore nonché delle dotazioni e configurazioni più adeguate. AIA Conference. 2018.
- [15] AMC-MECANOCAUCHO® type CB80 [www.mecanocauchocom/en/products/anti-vibration-mount/cb/#plano-5](http://www.mecanocauchocom/en/products/anti-vibration-mount/cb/#plano-5) (accessed November 20, 2025).
- [16] AMC-MECANOCAUCHO® type CB110 [www.mecanocauchocom/en/products/anti-vibration-mount/cb/#plano-6](http://www.mecanocauchocom/en/products/anti-vibration-mount/cb/#plano-6) (accessed November 20, 2025).
- [17] M. Kohlberg, F. Thielecke, U. Heise, R.M. Behr, Novel concepts for noise reduction in aircraft hydraulic systems, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress (DLRK), Bremen, Germany, September 27-29, 2011.
- [18] D.C. Montgomery, E. A. Peck, G.G. Vining, Introduction to Linear Regression Analysis, 6<sup>th</sup> edition. Wiley, 2021.
- [19] T. Hastie, R. Tibshirani, J. Friedman. The Elements of Statistical Learning: Data Mining, Inference, and Prediction, Springer, 2009.
- [20] G.A.F. Seber, A.J. Lee, Linear Regression Analysis, 2<sup>nd</sup> edition, Wiley, 2003.





# Requisiti acustici secondo DPCM 05/12/97 e confronto con classificazione acustica secondo UNI 11367: il caso studio di un edificio terziario

Stefano Bergero<sup>a\*</sup> | Alessandro Cavalletti<sup>b</sup> | Anna Chiari<sup>a</sup>

<sup>a</sup> DAD – Dipartimento di Architettura e Design, Scuola Politecnica, Università di Genova, Stradone S. Agostino, 37, 16123 Genova

<sup>b</sup> Cavalletti Srl, Genova

\* Corresponding author: stefano.bergero@unige.it

**Ricevuto:** 3/2/2026

**Accettato:** 29/4/2026

**DOI:** 10.3280/ria2026oa21986

**ISSN:** 2385-2615

Viene presentato il caso studio di un edificio interamente adibito ad uffici (7 piani e oltre 12000 m<sup>2</sup> di superficie utile), dove l'unico requisito acustico passivo applicabile secondo il D.P.C.M. 05/12/97 è l'isolamento acustico di facciata  $D_{2m,nT,w}$ . L'edificio presenta un'ampia tipologia di elementi di facciata in riferimento a dimensioni e geometrie degli ambienti, fattori di forma e serramenti installati. Tramite misure in sito sono stati determinati i valori di  $D_{2m,nT,w}$  per alcuni locali scelti come significativi per la verifica dei requisiti minimi secondo il D.P.C.M. 05/12/97. La buona corrispondenza tra i valori misurati e quelli calcolati secondo la norma UNI EN ISO 12354-3 mostra sia l'assenza di errori macroscopici di misurazione sia la solidità del metodo previsionale, che è stato quindi utilizzato per verificare preliminarmente l'efficacia di alcuni interventi di isolamento acustico. Il caso studio presentato permette ulteriori considerazioni operative circa l'applicabilità della norma UNI 11367 sulla classificazione acustica delle unità immobiliari. Il modello previsionale mostra che è possibile, anche per un edificio di interesse storico, ottenere il rispetto dei requisiti minimi e raggiungere la classe acustica massima, a patto di intervenire sulle chiusure tecniche, serramenti e cassonetti.

**Parole chiave:** requisiti acustici passivi, classificazione acustica, prestazioni acustiche in opera, edificio terziario

## Acoustic requirements according to DPCM 05/12/97 and comparison with the acoustic classification according to UNI 11367: the case study of a tertiary building

The paper illustrates the case study of a tertiary building, entirely used as offices (7 floors and over 12000 m<sup>2</sup> of surface), where the façade acoustic insulation  $D_{2m,nT,w}$  is the only mandatory requirement basing on D.P.C.M. 05/12/97. The façade varies along the building as its components largely differ one from the other in terms of shapes, sizes of the inner environments, shape factors and type of windows. The minimum acoustic requirements according to D.P.C.M. 05/12/97 have been evaluated from onsite measurements, referred to some representative rooms. The good accordance between the measured values and the expected results according to UNI EN ISO 12354-3 standard shows both the reliability of the theoretical model and the absence of macroscopic mistakes in the measurement stage. The model was then used to preliminary verify the effectiveness of several acoustic insulation interventions. The presented case study allows further operational considerations about the applicability of the acoustic classification of real estate unit based on the UNI 11367 standard. The predictive model shows that the accomplishment of both the minimum requirements and the maximum acoustic class is possible, even for a building of historical interest, provided that technical closures, windows, and shutters are involved in the acoustic refurbishment.

**Keywords:** minimum acoustic requirements, acoustic classification, acoustic onsite performance, tertiary building

## 1 | Introduzione: requisiti acustici e classificazione acustica

Nel panorama attuale dell'acustica in ambito edilizio si possono delineare due approcci in materia di prestazioni acustiche.

*Normativo-prescrittivo:* è inquadrato dal D.P.C.M. 05/12/97 [1], nonché dalle successive circolari e chiarimenti emanati da diversi Ministeri ed Enti. Secondo tale

approccio i requisiti acustici rappresentano dei valori limite che devono essere rispettati “per ridurre l'esposizione umana al rumore”. Il Decreto riporta cinque parametri, tre dei quali sono riferiti all'involucro ( $R'_w$ ,  $D_{2m,nT,w}$  e  $L'_{n,w}$ ) e due agli impianti ( $L_{AS,max}$  e  $L_{A,eq}$ ) i cui valori limite da rispettare sono riportati in Tab. 1 in funzione della destinazione d'uso dell'edificio (Tab. 2).

**Tab. 1 – Requisiti acustici e valori limite secondo D.P.C.M. 05/12/97**  
**Minimum acoustic requirements according to D.P.C.M. 05/12/97**

| Cat.    | $R'_w$ [dB] | $D_{2m,nT,w}$ [dB] | $L'_{n,w}$ [dB] | $L_{AS,max}$ [dB(A)] | $L_{A,eq}$ [dB(A)] |
|---------|-------------|--------------------|-----------------|----------------------|--------------------|
| D       | ≥ 55        | ≥ 45               | ≤ 58            | ≤ 35                 | ≤ 25               |
| A, C    | ≥ 50        | ≥ 40               | ≤ 63            | ≤ 35                 | ≤ 35               |
| E       | ≥ 50        | ≥ 48               | ≤ 58            | ≤ 35                 | ≤ 25               |
| B, F, G | ≥ 50        | ≥ 42               | ≤ 55            | ≤ 35                 | ≤ 35               |

**Tab. 2 – Categorie secondo D.P.C.M. 05/12/97**  
**Categories according to D.P.C.M. 05/12/97**

| Cat. | Destinazione d'uso                                                       |
|------|--------------------------------------------------------------------------|
| A    | Edifici adibiti a residenza o assimilabili                               |
| B    | Edifici adibiti ad uffici e assimilabili                                 |
| C    | Edifici adibiti ad alberghi, pensioni ed assimilabili                    |
| D    | Edifici adibiti ad ospedali, cliniche, case di cura e assimilabili       |
| E    | Edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili |
| F    | Edifici adibiti ad attività ricreative o di culto e assimilabili         |
| G    | Edifici adibiti ad attività commerciali e assimilabili                   |

*Prestazionale-non cogente*: consiste nella classificazione acustica delle unità immobiliari secondo la norma UNI 11367 [2]. Tale documento rappresenta un riferimento di buona pratica che, a differenza dei requisiti acustici passivi, non è richiamato in provvedimenti legislativi cogenti a livello nazionale, rimanendo pertanto di libera applicazione; l'unica eccezione in tal senso è rappresentata dal D.M. 24/11/25 [3] riguardante i Criteri Ambientali Minimi per le gare d'appalto degli edifici pubblici.

A differenza del D.P.C.M. 05/12/97, la classificazione acustica secondo UNI 11367 non introduce dei requisiti minimi, ma una valutazione delle prestazioni acustiche dei componenti edilizi articolata in quattro classi, da I a IV, come riportato in Tab. 3, più una NC (non classificabile) per prestazioni peggiori della classe IV. I parametri di classificazione riferiti all'involucro sono analoghi a quelli del D.P.C.M. ( $R'_w$ ,  $D_{2m,nT,w}$  e  $L'_{n,w}$ ), mentre quelli riferiti agli impianti ( $L_{ic}$  e  $L_{id}$ ) sono differenti, anche se strettamente correlati a quelli richiesti dal D.P.C.M. stesso. Non sono inoltre presenti nette distinzioni in funzione della destinazione d'uso dell'unità immobiliare, anche se sono presenti dei requisiti aggiuntivi per alcune categorie, quali ricettiva, ospedaliera e scolastica.

**Tab. 3 – Classificazione acustica secondo UNI 11367: parametri e valori limite**  
**Acoustic classification according to UNI 11367: parameters and limits**

| Classe | $D_{2m,nT,w}$ [dB] | $R'_w$ [dB] | $L'_{n,w}$ [dB] | $L_{ic}$ [dB(A)] | $L_{id}$ [dB(A)] |
|--------|--------------------|-------------|-----------------|------------------|------------------|
| I      | ≥ 43               | ≥ 56        | ≤ 53            | ≤ 25             | ≤ 30             |
| II     | ≥ 40               | ≥ 53        | ≤ 58            | ≤ 28             | ≤ 33             |
| III    | ≥ 37               | ≥ 50        | ≤ 63            | ≤ 32             | ≤ 37             |
| IV     | ≥ 32               | ≥ 45        | ≤ 68            | ≤ 37             | ≤ 42             |

Si riporta in Tab. 4 il confronto tra i parametri adottati nel D.P.C.M. 05/12/97 e nella norma UNI 11367.

**Tab. 4 – Confronto tra i parametri per la classificazione acustica secondo UNI 11367 ed i requisiti minimi secondo D.P.C.M. 05/12/97**

**Comparison among the parameters involved in the acoustic classification according to UNI 11367 and the minimum requirements according to D.P.C.M. 05/12/97**

| Descrittore                                            | UNI 11367            | D.P.C.M. 05/12/97 |
|--------------------------------------------------------|----------------------|-------------------|
| Isolamento acustico di facciata                        | $D_{2m,nT,w}$        | $D_{2m,nT,w}$     |
| Isolamento acustico ai rumori aerei di partizioni      | $R'_w$<br>$D_{nT,w}$ | $R'_w$            |
| Livello di rumore da calpestio                         | $L'_{n,w}$           | $L'_{n,w}$        |
| Livello sonoro da impianti a funzionamento continuo    | $L_{ic}$             | $L_{A,eq}$        |
| Livello sonoro da impianti a funzionamento discontinuo | $L_{id}$             | $L_{AS,max}$      |

Pertanto, appare chiaro che i due approcci risultano tra loro paralleli e non direttamente correlabili: i requisiti acustici passivi individuano delle prestazioni minime cogenti da garantire in occasione di specifici interventi di ristrutturazione che vengono attuati sull'edificio in funzione della sua destinazione d'uso; tuttavia, il rispetto dei valori limite previsti dal D.P.C.M. 05/12/97 non è univocamente correlato né al livello di comfort all'interno dell'edificio, né alla classe acustica raggiungibile secondo UNI 11367.

Lo scopo del presente lavoro consiste nell'evidenziare analogie, differenze e compatibilità dei due approcci per un caso studio reale di un edificio esistente che presenta destinazione d'uso uffici ed è soggetto parzialmente a vincolo architettonico. Nel presente studio, si evidenzieranno:

- la prestazione acustica dell'edificio nello stato attuale ed il confronto con i limiti cogenti;
- la compatibilità degli interventi di adeguamento con i vincoli che insistono sul sito;
- il confronto delle misurazioni effettuate con i risultati ottenuti con metodi previsionali secondo la norma UNI EN ISO 12354-3 [4];
- l'usabilità o meno delle misure effettuate per la verifica dei requisiti acustici ai fini della classificazione acustica, unitamente ad una analisi critica dei risultati forniti dai due approcci.

## 2 | Il caso studio – la sede storica di INPS - Genova

### 2.1 | Breve storia

L'edificio storico dell'INPS di Genova (Fig. 1), situato in Piazza della Vittoria, fu progettato dall'architetto Marcello Piacentini negli anni trenta insieme all'intera piazza. Il palazzo nacque come "il primo esempio di centro rappresentativo e burocratico di Genova" [5] e si articola su 7 piani fuori terra, di cui uno aperto

al pubblico (piano terreno) e l'ultimo sottotetto, per un totale di circa 12000 m<sup>2</sup> di superficie utile. Volumetricamente si presenta come un cubo di dimensioni in pianta circa 41 × 49 m e altezza circa 32 m, con un porticato su due lati e una corte interna di circa 10 × 17 m, coperta al piano terra da una struttura vetrata.

L'edificio è soggetto a vincoli architettonici al piano terreno, mentre i piani soprastanti hanno subito nel corso degli anni interventi di riparazione conservativa, comunque limitati e rispettosi del progetto architettonico della struttura. Ai piani superiori, gli uffici e gli spazi sono stati creati tramite pareti attrezzate.

L'edificio presenta un'ampia tipologia di elementi di facciata, in funzione delle diverse dimensioni degli ambienti (volumi e superfici delle facciate), del diverso fattore di forma della facciata (presenza di sporgenze, balconcini e terrazzi), degli infissi installati, differenti per tipologia (finestre e portefinestre) e per dimensione, nonché della presenza o meno dei cassonetti degli avvolgibili. La facciata, rifinita con lastre di marmo, si articola con diverse tipologie di infissi (organizzate per piano) e con terrazzamenti (quinto piano) o balconcini aggettanti (terzo piano).

Oltre alle peculiarità legate alle dimensioni e alla variabilità della facciata, il caso studio è un interessante caso applicativo dove si confrontano i requisiti acustici applicati agli edifici esistenti con i limiti introdotti dalle normative architettoniche per la tutela del patrimonio storico.



a)



b)

**Fig. 1 – Sede storica dell'INPS: prospetti nord e ovest (a), prospetti sud e est (b)**

**Historical location of INPS: north and west facades (a), south and east facades (b)**

## 2.2 | Requisiti acustici applicabili

Nonostante la massiccia volumetria, l'intero edificio consiste ai fini acustici di un'unica unità immobiliare, in quanto interamente adibito ad uffici afferenti a un unico Ente. Ne consegue che in nessuno dei due approcci (i.e., D.P.C.M. 05/12/97 e UNI 11367) si configurano elementi divisori interni (sia orizzontali sia verticali) o impianti (a funzionamento continuo e discontinuo) per i quali trovino applicazione gli specifici indici. L'unico parametro applicabile è l'isolamento acustico di facciata  $D_{2m,nT,w}$ .

Pertanto, nel capitolo successivo si riportano i risultati delle misurazioni riferiti solo a 10 locali, scelti a campione e distribuiti tra il primo e il quinto piano, ritenuti maggiormente significativi e dove sono presenti infissi più recenti rispetto a quelli originali conservati al piano terra; i locali sottoposti a misurazione dell'isolamento acustico di facciata sono rappresentati in Fig. 2. Nello specifico non vengono considerati nel presente lavoro gli ambienti al piano terra in quanto le volumetrie in rapporto alle ampie finestrazioni (soggette a vincolo che ne impedisce la sostituzione) determinano già requisiti acustici molto limitati.



**Fig. 2 – Ambienti scelti per le verifiche: prospetto sud (a) ed est (b)**

**Rooms chosen for the measurements: South (a) and East (b) facades**

## 3 | Misure in opera e confronti con i calcoli previsionali

### 3.1 | Misurazioni in sito

Per la misurazione dell'isolamento acustico di facciata dei differenti locali sono state usate come sorgenti di rumore in alternativa il traffico stradale (metodo globale) o l'altoparlante (metodo



globale) come da norma UNI EN ISO 16283-3 [6]. Per gli ambienti rivolti verso est e affacciati su Via Brigata Bisagno è stato utilizzato il traffico stradale; una foto della posizione del microfono durante la misura è riportata in Fig. 3. Tale asse viario, essendo ad alta frequentazione e dotato di impianto semaforico, risulta essere una sorgente di rumore che, oltre a permettere l'impiego di tempi di misura accettabili (circa 20 secondi) nel rispetto delle condizioni previste dalla UNI EN ISO 16283-3 (la durata della misurazione deve contenere almeno 50 passaggi di veicoli), garantisce un'evidente ripetibilità del livello stesso, almeno nei periodi temporali di massimo traffico (tra le 16.00 e le 19.00, nei giorni feriali). Per gli ambienti esposti a sud è stato utilizzato un altoparlante collocato sul ballatoio, posto in corrispondenza del terzo piano (Fig. 4), che unisce l'edificio oggetto di studio a quello adiacente; l'altoparlante è stato collocato in modo tale che la distanza minima dal centro della facciata sottoposta ad indagine sia pari a 7 m e l'angolo di incidenza del suono sia pari a  $45 \pm 5^\circ$ .



**Fig. 3 – Sorgente di rumore traffico stradale: posizione del microfono in esterno a 2 m dalla facciata**  
**Traffic noise source: microphone position outside 2 m from the façade**



**Fig. 4 – Sorgente di rumore altoparlante**  
**Directional speaker noise source**

Per tenere comunque conto delle possibili fluttuazioni del rumore da traffico, le misure del livello equivalente di pressione sonora sono state effettuate contemporaneamente su entrambi i lati della facciata (interno ed esterno) con fonometro bicanale.

Prima e dopo ogni ciclo di misura è stata anche eseguita la calibrazione della strumentazione, registrando in tutti i casi differenze inferiori a 0.5 dB, come prescritto dal D.M. 16/03/1998 [7].

Tutte le misure sono state eseguite con i sistemi oscuranti aperti e in condizioni meteo favorevoli, ovvero in assenza di vento e/o pioggia; prima di ogni misurazione si è inoltre proceduto alla verifica del corretto funzionamento del sistema di apertura/chiusura di tutti gli infissi e dell'assenza di evidenti anomalie nell'installazione degli infissi stessi e dei cassonetti degli avvolgibili.

Per ciascun elemento di facciata, sono state misurate le seguenti grandezze in bande di terzi d'ottava nel campo di frequenze compreso tra 100 Hz e 3150 Hz, utilizzando le procedure previste dalla UNI EN ISO 16283-3:

- $L_{1,2m}$  = livello di rumore all'esterno della facciata a 2 m di distanza da essa;
- $L_{2,sb}$  = livello di rumore medio energetico all'interno dell'ambiente ricevente, utilizzando 5 differenti postazioni microfoniche;
- $L_{2,b}$  = livello di rumore di fondo. Si conserva il termine impropriamente utilizzato nel corpo normativo. Operativamente, ci si riferisce non alla definizione statistica tipica dell'ambito giuridico, ma al rumore residuo all'interno dell'ambiente ricevente, in assenza di funzionamento della sorgente (solo nel caso di misurazione con altoparlante); tale misura è utile ai fini di determinare il livello  $L_2$  nell'ambiente ricevente, correggendo il livello  $L_{2,sb}$ ;
- $T_2$  = tempo di riverberazione medio dell'ambiente ricevente, utilizzando 6 misurazioni di decadimento per ciascuna banda di frequenza, con almeno una posizione di altoparlante e tre posizioni di microfono con due letture in ciascun caso.

### 3.2 | Determinazione dell'isolamento acustico di facciata a partire dai valori misurati

Sulla base dei valori misurati, l'isolamento acustico di facciata  $D_{2m}$  e quello normalizzato rispetto al tempo di riverberazione  $D_{2m,nT}$  sono stati determinati, per ciascuna banda di frequenza, con le seguenti relazioni:

$$D_{2m} = L_{1,2m} - L_2 \quad (1)$$

$$D_{2m,nT} = D_{2m} + 10 \log \frac{T_2}{T_0} \quad (2)$$

con  $T_0 = 0.5$  s, tempo di riverberazione di riferimento.

Per la stanza d'angolo (n. 349 in Fig. 2) è stata utilizzata la sorgente sonora traffico stradale e adottata la procedura di calcolo prevista al punto 10.4.2 della UNI EN ISO 16283-3 nel caso di diverse posizioni microfoniche:



- sono stati misurati valori dell'isolamento acustico di facciata  $D_{2m,i}$  per ciascuno dei due affacci,
- sono stati mediati energeticamente i valori misurati mediante la seguente relazione ( $n = 2$ ):

$$D_{2m} = -10 \log \left( \frac{\sum_{i=1}^n 10^{-D_{2m,i}/10}}{n} \right) \quad (3)$$

- sono stati normalizzati i risultati rispetto al tempo di riverberazione dell'ambiente ricevente.

Il valore dell'indice di valutazione  $D_{2m,nT,w}$  è stato quindi determinato mediante la procedura riportata nella UNI EN ISO 717-1 [8]. I risultati sono riportati in Tab. 5; nessuna facciata soddisfa il valore minimo di 42 dB stabilito dal D.P.C.M. 05/12/97 per gli uffici (categoria B, Tab. 1 e Tab. 2).

**Tab. 5 – Isolamento acustico di facciata misurato per le stanze  
oggetto di verifica: nessuna facciata rispetta il valore minimo  
di 42 dB stabilito dal D.P.C.M. 05/12/97**

**Measured acoustic facade insulation index: no facade meets  
the minimum value of 42 dB established by D.P.C.M. 05/12/97**

| Piano | Stanza | Volume<br>[m <sup>3</sup> ] | Area<br>[m <sup>2</sup> ] | Esp.    | Sorgente | $D_{2m,nT,w}$<br>[dB] |
|-------|--------|-----------------------------|---------------------------|---------|----------|-----------------------|
| 1     | 127    | 57.43                       | 9.60                      | Est     | Traffico | 38                    |
| 2     | 249    | 62.22                       | 10.28                     | Est     | Traffico | 36                    |
| 2     | 267    | 88.45                       | 14.74                     | Sud     | Altop.   | 34                    |
| 3     | 345    | 83.99                       | 16.45                     | Est     | Traffico | 37                    |
| 3     | 347    | 67.36                       | 12.42                     | Est     | Traffico | 36                    |
| 3     | 349    | 148.54                      | 51.37                     | Est+Sud | Traffico | 35                    |
| 3     | 361    | 53.06                       | 9.29                      | Sud     | Altop.   | 37                    |
| 4     | 449    | 84.51                       | 14.91                     | Est     | Traffico | 37                    |
| 5     | 537    | 57.91                       | 13.32                     | Est     | Traffico | 39                    |
| 5     | 543    | 33.31                       | 8.32                      | Est     | Traffico | 36                    |

### 3.3 | Calcolo di previsione e confronto

I risultati delle misurazioni evidenziano una criticità sostanzialmente diffusa, che interessa l'edificio nella sua totalità. Appare utile confrontare i risultati ottenuti sperimentalmente con quelli previsionali secondo l'approccio della UNI EN ISO 12354-3 [4] e della UNI 11175 [9]. Tale confronto permette di escludere eventuali errori grossolani di misura. Inoltre, una volta calibrato il modello sulla base delle misure in sito, questo può essere utilizzato per valutare previsionale l'efficacia degli scenari di miglioramento delle prestazioni acustiche.

Nello specifico, l'indice di valutazione dell'isolamento acustico di facciata normalizzato rispetto al tempo di riverberazione  $D_{2m,nT,w}$  viene calcolato con la seguente relazione:

$$D_{2m,nT,w} = R'_w + \Delta L_{fs} + 10 \log \left( \frac{0.16 V}{T_0 S_{tot}} \right) \quad (4)$$

dove:

- $R'_w$  = indice di valutazione del potere fonoisolante apparente della facciata [dB];

- $\Delta L_{fs}$  = correzione che quantifica l'influenza di eventuali elementi schermanti, determinato secondo il prospetto C1 della UNI EN ISO 12354-3 [dB];
- $V$  = volume del locale considerato [m<sup>3</sup>];
- $T_0 = 0.5$  s, tempo di riverberazione di riferimento;
- $S_{tot}$  = superficie di facciata vista dall'interno [m<sup>2</sup>].

A sua volta, l'indice di valutazione del potere fonoisolante apparente della facciata  $R'_w$  è espresso come:

$$R'_w = -10 \log \left( \sum_{i=1}^n \frac{S_i}{S_{tot}} 10^{-\frac{R_{w,i}}{10}} + \frac{A_0}{S_{tot}} \sum_{j=1}^m 10^{-\frac{D_{n,e,w,j}}{10}} \right) - K \quad (5)$$

dove:

- $R_{w,i}$  = indice di valutazione del potere fonoisolante dell'elemento i-esimo costituente la facciata [dB]; nel caso in esame, dentro tale termine rientreranno gli elementi opachi di facciata e le eventuali porte e/o finestre presenti;
- $S_i$  = superficie dell'elemento i-esimo di facciata visto dall'interno del locale [m<sup>2</sup>];
- $D_{n,e,w,j}$  è l'indice di valutazione dell'isolamento acustico normalizzato del piccolo elemento j-esimo [dB]; nel caso in esame, il parametro si riferisce ai cassonetti, ove presenti;
- $A_0 = 10$  m<sup>2</sup>, unità di assorbimento acustico di riferimento;
- $K$  = correzione relativa al contributo della trasmissione laterale, assunto pari a 2 dB per tutti i casi considerati; tale valore è cautelativo e rappresentativo di una trasmissione laterale in presenza di elementi rigidi.

Più nel dettaglio, per i tre principali componenti (muro opaco, finestre e portefinestre),  $R_w$  è stato calcolato come segue.

Per il muro opaco è stata considerata la stratigrafia tipica costruttiva dell'epoca (mattoncino forato doppio UNI, intercapedine, mattone pieno, spessore totale 50 cm, massa superficiale  $m' = 606.1$  kg/m<sup>2</sup>); l'indice  $R_w$  viene determinato tramite la legge della massa:

$$R_w = 20 \log (m') \quad (6)$$

Si ottiene  $R_w = 55.7$  dB. Tale valore viene ulteriormente abbattuto cautelativamente di 2 dB, come riportato nella versione 2005 della UNI 11175.

Per le finestre e per le portefinestre i valori di potere fonoisolante degli infissi riportati nei certificati di prova ( $R_{w,cert}$ ) sono stati trasformati in valori di calcolo ( $R_{wR}$ ) applicando gli opportuni coefficienti cautelativi, come riportato nella versione 2005 della UNI 11175:

$$R_{wR} = R_{w,cert} + K_p + K_{DS} \quad (7)$$

dove:

- $K_p$  = coefficiente che considera la tipologia del serramento, pari a -2 dB per le finestre e -5 dB per le portefinestre;
- $K_{DS}$  = coefficiente che considera i serramenti aventi doppio telaio mobile e senza montante centrale, pari a -2 dB sia per finestre che per portefinestre.

**Tab. 6 – Parametri geometrici e acustici dei serramenti**  
**Geometric and acoustic parameters of doors and windows**

| Stanza (piano) | Infisso (q.tà) | Area [m <sup>2</sup> ] | $R_{w, \text{cert}}$ [dB] | $R_{wR}$ [dB] |
|----------------|----------------|------------------------|---------------------------|---------------|
| 127 (1)        | Finestra (1)   | 4.24                   | 41                        | 37            |
| 249 (2)        | Finestra (1)   | 3.74                   | 41                        | 37            |
| 267 (2)        | Porta (2)      | 5.31                   | 40                        | 33            |
| 345 (3)        | Porta (1)      | 8.56                   | 40                        | 33            |
| 347 (3)        | Porta (1)      | 8.56                   | 40                        | 33            |
| 349 (3)        | Porta (3)      | 12.04                  | 40                        | 33            |
| 361 (3)        | Porta (1)      | 5.30                   | 40                        | 33            |
| 449 (4)        | Finestra (1)   | 3.61                   | 41                        | 37            |
| 537 (5)        | Finestra (1)   | 4.99                   | 40                        | 36            |
| 543 (5)        | Finestra (1)   | 4.99                   | 40                        | 36            |

Tab. 6 riassume le principali caratteristiche geometriche e acustiche dei serramenti presenti nelle stanze considerate.

Infine, per quanto riguarda l'indice di valutazione dell'isolamento acustico normalizzato del piccolo elemento (cassonetti), il valore desunto dai certificati di prova ( $D_{n,e,w,lab}$ ) è stato trasformato in valore di calcolo ( $D_{n,e,w,situ}$ ) applicando la formula D.2 dell'Appendice D della UNI EN ISO 12354-3 [4], rapportando l'effettiva lunghezza dell'elemento in opera ( $L_{situ}$ ) a quella standard considerata nella prova ( $L_{lab} = 0.7$  m):

$$D_{n,e,w,situ} = D_{n,e,w,lab} - 10 \log \left( \frac{L_{situ}}{L_{lab}} \right) \quad (8)$$

Per il caso di studio in esame, i valori certificati dei cassonetti sono pari a 48 dB, mentre il valore di calcolo è stato considerato pari a 43 dB per tutti i cassonetti, essendo le lunghezze in opera pari a circa 2 m, senza significative variazioni tra un elemento e l'altro.

In Tab. 7 è riportato il confronto sull'indice  $D_{2m,nT,w}$  tra i risultati previsionali e quelli derivanti dalle misure in opera. Nelle stanze 249 e 449 la differenza supera i 2 dB ed è presumibilmente correlabile a criticità nella posa o tenuta dei serramenti. Negli altri casi la differenza rientra nella tolleranza di 2 dB mostrando quindi l'assenza di errori macroscopici nelle misure, nonché la solidità del metodo di calcolo previsionale proposto dalla UNI EN ISO 12354-3.

**Tab. 7 – Confronto sull'indice  $D_{2m,nT,w}$  tra valori calcolati e misurati**  
**Comparison on the  $D_{2m,nT,w}$  index between calculated and measured values**

| Stanza (piano) | Sorg.    | $D_{2m,nT,w}$ mis [dB] | $D_{2m,nT,w}$ calc [dB] | Diff |
|----------------|----------|------------------------|-------------------------|------|
| 127 (1)        | Traffico | 38                     | 39.5                    | -1.5 |
| 249 (2)        | Traffico | 36                     | 40.1                    | -4.1 |
| 267 (2)        | Altop.   | 34                     | 34.7                    | -0.7 |
| 345 (3)        | Traffico | 37                     | 36.6                    | 0.4  |
| 347 (3)        | Traffico | 36                     | 35.7                    | 0.3  |
| 349 (3)        | Traffico | 35                     | 36.6                    | -1.6 |
| 361 (3)        | Altop.   | 37                     | 35.5                    | 1.5  |
| 449 (4)        | Traffico | 37                     | 40.5                    | -3.5 |
| 537 (5)        | Traffico | 39                     | 40.3                    | -1.3 |
| 543 (5)        | Traffico | 36                     | 38.0                    | -2.0 |

I risultati delle misure sono arrotondati all'intero secondo la UNI EN ISO 717-1, mentre quelli calcolati sono arrotondati alla prima cifra decimale perché derivati dal metodo previsionale che fornisce direttamente gli indici di valutazione.

#### 4 | Individuazione degli interventi migliorativi

Il modello numerico, validato con i dati ottenuti dalle misure, permette di comprendere il possibile margine di miglioramento degli intervenienti sui vari componenti presenti. Si illustrano di seguito quattro possibili scenari.

**Incremento del potere fonoisolante del solo muro opaco:** si assume il caso limite in cui venga applicato un rivestimento tale da incrementare di 20 dB il valore dell'indice del potere fonoisolante, ottenendo pertanto  $R_{w,muro} = 75$  dB. Le caratteristiche degli altri elementi (serramenti e cassonetti) restano inalterate. Quanto assunto rappresenta un caso limite estremo, ottenibile solo con specifiche soluzioni di isolamento acustico che comporterebbero elevati costi e problematiche di compatibilità con l'edificio attuale ed i suoi confini. Basti pensare ai vincoli architettonici che interessano l'edificio o all'invasività e costo di un intervento che preveda l'aggiunta di un pacchetto isolante acustico in facciata (se ammesso dai vincoli) con il successivo ripristino delle lastre lapidee di finitura.

I risultati sono riportati in Tab. 8. Si osserva un incremento trascurabile dell'indice  $D_{2m,nT,w}$ , per nulla in grado di rispettare il valore limite di 42 dB previsto dal D.P.C.M. 05/12/97.

**Tab. 8 – Isolamento acustico di facciata in seguito a intervento di isolamento acustico del muro opaco**  
**Acoustic facade insulation after the acoustic refurbishment of the opaque wall**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ pre [dB] | $D_{2m,nT,w}$ post [dB] | $D_{2m,nT,w}$ lim [dB] | Verifica |
|----------------|------------------------|-------------------------|------------------------|----------|
| 127 (1)        | 39.5                   | 39.5                    | 42                     | Negativa |
| 249 (2)        | 40.1                   | 40.2                    | 42                     | Negativa |
| 267 (2)        | 34.7                   | 35.6                    | 42                     | Negativa |
| 345 (3)        | 36.6                   | 36.7                    | 42                     | Negativa |
| 347 (3)        | 35.7                   | 35.7                    | 42                     | Negativa |
| 349 (3)        | 36.6                   | 37.0                    | 42                     | Negativa |
| 361 (3)        | 35.5                   | 35.5                    | 42                     | Negativa |
| 449 (4)        | 40.5                   | 40.6                    | 42                     | Negativa |
| 537 (5)        | 40.3                   | 40.4                    | 42                     | Negativa |
| 543 (5)        | 38.0                   | 38.0                    | 42                     | Negativa |

**Incremento del potere fonoisolante dei soli cassonetti:** si assume il caso limite in cui venga applicato un sistema tale da raggiungere  $D_{n,e,w,lab} = 55$  dB. Le caratteristiche degli altri elementi (serramenti e muro opaco) restano inalterate. Trattasi volutamente di caso limite: prestazioni simili sono disponibili per alcuni prodotti sul mercato, ma sono ben superiori ai prodotti standard comunemente commercializzati.

I risultati sono riportati in Tab. 9. Rispetto al caso precedente, è possibile osservare che, seppur ancora inidonei, i valori raggiunti sono migliori rispetto a quelli ottenuti intervenendo in maniera invasiva sull'involucro opaco. Solo una delle stanze rispetterebbe il limite previsto dal D.P.C.M. 05/12/97.

**Tab. 9 – Isolamento acustico di facciata in seguito a intervento di isolamento acustico dei cassonetti**  
**Acoustic facade insulation after the acoustic refurbishment of the rolling shutter box**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ pre [dB] | $D_{2m,nT,w}$ post [dB] | $D_{2m,nT,w}$ lim [dB] | Verifica |
|----------------|------------------------|-------------------------|------------------------|----------|
| 127 (1)        | 39.5                   | 41.0                    | 42                     | Negativa |
| 249 (2)        | 40.1                   | 41.8                    | 42                     | Negativa |
| 267 (2)        | 34.7                   | 35.9                    | 42                     | Negativa |
| 345 (3)        | 36.6                   | 37.0                    | 42                     | Negativa |
| 347 (3)        | 35.7                   | 36.1                    | 42                     | Negativa |
| 349 (3)        | 36.6                   | 37.1                    | 42                     | Negativa |
| 361 (3)        | 35.5                   | 36.1                    | 42                     | Negativa |
| 449 (4)        | 40.5                   | 42.2                    | 42                     | Positiva |
| 537 (5)        | 40.3                   | 41.5                    | 42                     | Negativa |
| 543 (5)        | 38.0                   | 39.1                    | 42                     | Negativa |

*Incremento del potere fonoisolante del muro opaco e dei cassonetti:* si considerano gli interventi riportati nei due casi precedenti, lasciando inalterate le prestazioni dei serramenti.

I risultati sono riportati in Tab. 10. Non sono apprezzabili significativi miglioramenti rispetto al caso di incremento del potere fonoisolante dei soli cassonetti.

**Tab. 10 – Isolamento acustico di facciata in seguito a intervento di isolamento acustico dei cassonetti e del muro opaco**  
**Acoustic facade insulation after the acoustic refurbishment of both the rolling shutter box and the opaque wall**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ pre [dB] | $D_{2m,nT,w}$ post [dB] | $D_{2m,nT,w}$ lim [dB] | Verifica |
|----------------|------------------------|-------------------------|------------------------|----------|
| 127 (1)        | 39.5                   | 41.1                    | 42                     | Negativa |
| 249 (2)        | 40.1                   | 41.9                    | 42                     | Negativa |
| 267 (2)        | 34.7                   | 35.9                    | 42                     | Negativa |
| 345 (3)        | 36.6                   | 37.1                    | 42                     | Negativa |
| 347 (3)        | 35.7                   | 36.1                    | 42                     | Negativa |
| 349 (3)        | 36.6                   | 37.2                    | 42                     | Negativa |
| 361 (3)        | 35.5                   | 36.1                    | 42                     | Negativa |
| 449 (4)        | 40.5                   | 42.4                    | 42                     | Positiva |
| 537 (5)        | 40.3                   | 41.6                    | 42                     | Negativa |
| 543 (5)        | 38.0                   | 39.2                    | 42                     | Negativa |

*Incremento del potere fonoisolante dei soli serramenti:* si assume che le finestre e le portefinestre presentino un valore dichiarato  $R_{w,cert} = 50$  dB. Si lasciano inalterate le prestazioni dei cassonetti e del muro. Tale assunzione ha carattere di caso limite rappresentando la prestazione di 50 dB un valore difficilmente raggiungibile, con elevatissimi costi.

I risultati sono riportati in Tab. 11. Si ottengono valori allineati con il minimo prescritto dalla normativa.

**Tab. 11 – Isolamento acustico di facciata in seguito a intervento di isolamento acustico di finestre e porte.**  
**Acoustic facade insulation after the acoustic refurbishment of both windows and doors**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ pre [dB] | $D_{2m,nT,w}$ post [dB] | $D_{2m,nT,w}$ lim [dB] | Verifica |
|----------------|------------------------|-------------------------|------------------------|----------|
| 127 (1)        | 39.5                   | 42.8                    | 42                     | Positiva |
| 249 (2)        | 40.1                   | 43.3                    | 42                     | Positiva |
| 267 (2)        | 34.7                   | 43.1                    | 42                     | Positiva |
| 345 (3)        | 36.6                   | 43.7                    | 42                     | Positiva |
| 347 (3)        | 35.7                   | 42.8                    | 42                     | Positiva |
| 349 (3)        | 36.6                   | 45.0                    | 42                     | Positiva |
| 361 (3)        | 35.5                   | 42.0                    | 42                     | Positiva |
| 449 (4)        | 40.5                   | 43.5                    | 42                     | Positiva |
| 537 (5)        | 40.3                   | 44.7                    | 42                     | Positiva |
| 543 (5)        | 38.0                   | 42.4                    | 42                     | Positiva |

## 5 | Considerazioni preliminari sulla classificazione acustica secondo UNI 11367

Quanto di seguito illustrato è riferito ai locali precedentemente usati per la valutazione del requisito acustico  $D_{2m,nT,w}$  ai fini del rispetto del D.P.C.M. 05/12/97, unitamente alle seguenti ipotesi semplificative.

- Sono state utilizzate le misure precedentemente effettuate, anche se la maggior parte delle stesse è stata ottenuta sfruttando il traffico come sorgente di prova. La versione 2023 della UNI 11367 [2], tuttora in vigore, non permette più l'utilizzo del traffico come sorgente di prova.
- La condizione di posa dei serramenti è stata considerata uniforme per tutto l'edificio e priva di specifiche criticità.
- La stratigrafia e i materiali della facciata sono stati ipotizzati omogenei per tutto l'edificio.

Il fatto di considerare unicamente alcuni ambienti, seppur rappresentativi degli elementi tecnici di tutto l'edificio, permette solo alcune considerazioni preliminari sulla classe acustica dell'edificio. Infatti, l'approccio contenuto nella UNI 11367 richiede, per giungere correttamente alla classe acustica, la misurazione di tutti gli elementi tecnici misurabili o, in alternativa, un loro campionamento, previa suddivisione in gruppi omogenei.

Per l'edificio in esame, la tecnica del campionamento (Appendici G e H della UNI 11367) richiede di suddividere le 154 stanze presenti tra il primo e il quinto piano in gruppi omogenei secondo una tolleranza del 20% riferita ad aree, volumi, dimensioni della facciata e degli infissi presenti. Applicando tali requisiti ai rilievi geometrici disponibili, si ottengono 26 gruppi omogenei (con una media di 3-5 elementi a gruppo) e 24 elementi da valutare singolarmente. Anche assumendo il numero minimo di misure previsto dalla norma (3 per ciascun gruppo omogeneo), sono necessarie 102 misure a fronte delle

154 stanze presenti, senza apprezzabili riduzioni rispetto alla misurazione di tutti gli elementi.

Tale risultato offre un'importante considerazione sul piano economico, nel caso in cui la classificazione acustica diventasse cogente. In termini orari, assumendo una durata di 30 min a misura, si arriva a circa 50 ore nette di sola acquisizione strumentale, senza considerare pause, maltempo, calibrature, riposizionamento dei microfoni e delle sorgenti (gli ultimi piani sono a circa 20 m di altezza) o scarico e rielaborazione dei dati. Considerando una giornata lavorativa di 8 ore, ciò significa almeno 7 giorni lavorativi per la sola campagna di misure. Tale numero è ampiamente sottostimato se si tratta di edifici in utilizzo (come nel caso in esame), per cui le misure possono essere effettuate solo in specifiche fasce orarie. Considerando la necessità di almeno due persone, il tariffario Euro Acustici [10] prevede un importo di 120 €/h, determinando un costo minimo per le sole misure pari a circa 12.000 €. A tale importo vanno poi aggiunti i costi di rielaborazione delle misure, redazione del report e nolo di strumentazione e relativi presidi, ove necessario. Tralasciando l'approccio orario, il medesimo tariffario prevede l'importo di 1.200 €/elemento per il collaudo dell'isolamento acustico di facciata, determinando un costo complessivo di oltre 120.000 €.

Tali considerazioni supportano l'ipotesi di considerare solo i 10 locali scelti come rappresentativi per effettuare le considerazioni preliminari di seguito riportate sull'applicazione della UNI 11367.

Inoltre, si osserva che la UNI 11367 determina il valore complessivo risultante dell'isolamento acustico di facciata  $D_{2m,nT,w,r}$  mediante la seguente formula:

$$D_{2m,nT,w,r} = -10 \log \left( \frac{\sum_{i=1}^n 10^{-D_{2m,nT,w,i}/10}}{n} \right) \quad (9)$$

essendo  $n$  il numero degli elementi tecnici coinvolti nella media energetica.

L'Eq. (9) non considera il peso dell'area dei singoli elementi: pertanto, per raggiungere un'elevata prestazione acustica globale, è necessario garantire un corretto livello di isolamento di tutte le facciate, indipendentemente dalla loro estensione.

Infine, le tipologie di chiusure presenti nei 10 ambienti sono rappresentative degli altri non misurati, sia in termini geometrico-costruttivi (ad es. serramenti, rapporto tra superfici vetrate e opache), sia di ambiente ricevente, per cui è verosimile che eventuali misure determinino valori analoghi a quelli già riportati.

Alle misure condotte è stata quindi applicata l'incertezza di campionamento  $U_m$  così determinata:

$$U_m = s_m k \quad (10)$$

dove:

- $s_m$  = scarto tipo di riproducibilità del risultato, assunto pari a 0.9 dB come previsto dalla UNI 11367 per l'isolamento acustico di facciata;
- $k$  = fattore di copertura; tale valore è tabellato nella UNI 11367 in funzione dell'approccio condotto: tecnica del campionamento o misurazione di tutti gli elementi.

Nel primo caso (campionamento),  $k$  è funzione del numero di misure effettuate e del livello di fiducia scelto dal richiedente la classificazione (70%, 75% o 80%) ed è compreso tra un minimo di 0.53 ed un massimo di 1.06. Assumere il valore minimo (livello di fiducia 70%) significa raggiungere valori finali tendenzialmente migliori, ma meno affidabili. Al contrario, il valore massimo (livello di fiducia 80%) determina un valore finale peggiore, ma con un più alto livello di affidabilità. L'incertezza estesa viene sommata algebricamente all'indice ottenuto dalle misurazioni, arrotondando alla cifra intera.

Nel secondo caso (misura di tutti gli elementi)  $k$  assume un valore unitario e pertanto  $U_m = s_m = 0.9$ .

In Tab. 12 è riportato il valore di misura dell'indice  $D_{2m,nT,w}$  delle differenti stanze nello stato attuale e, tra parentesi, il relativo valore utile, che tiene conto dell'incertezza estesa di 0.9 dB, arrotondato alla cifra intera.

Applicando l'Eq. (9) si ottiene il valore medio energetico dell'indice, pari a 35.3 dB, e da Tab. 3 la conseguente classe acustica IV dell'edificio. Trattasi ovviamente di una classificazione acustica parziale in quanto basata solo sulle stanze sottoposte a misura.

**Tab. 12 – Classificazione acustica dell'edificio nello stato attuale. Tra parentesi i valori utili, ottenuti considerando l'incertezza estesa**  
**Acoustic classification of the building in the current state.**  
**In brackets the useful values accounting for expanded uncertainty**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ attuale [dB] | Classe acustica attuale* |
|----------------|----------------------------|--------------------------|
| 127 (1)        | 38 (37)                    |                          |
| 249 (2)        | 36 (35)                    |                          |
| 267 (2)        | 34 (33)                    |                          |
| 345 (3)        | 37 (36)                    |                          |
| 347 (3)        | 36 (35)                    | 35.3 dB                  |
| 349 (3)        | 35 (34)                    | Classe IV                |
| 361 (3)        | 37 (36)                    |                          |
| 449 (4)        | 37 (36)                    |                          |
| 537 (5)        | 39 (38)                    |                          |
| 543 (5)        | 36 (35)                    |                          |

\* Parziale, riferita solo agli ambienti misurati

La classe acustica così ottenuta non è necessariamente quella vera per il caso studio, ma è fortemente probabile. Infatti, applicando l'Eq. (9) e ipotizzando che tutti gli altri 144 elementi non misurati presentino un isolamento acustico di facciata pari a quello massimo misurato (39 dB), si otterrebbe un valore medio energetico pari a 37.8 dB, rendendo di fatto probabile che la classe acustica dell'edificio sia compresa tra la IV e la III. Non si ritiene verosimile che vengano conseguite prestazioni acustiche maggiori per gli altri elementi tecnici alla luce delle misure condotte e del relativo confronto con i valori previsionali precedentemente illustrato.

In analogia a quanto esposto al par. 4 per la verifica dei requisiti acustici passivi, si analizzano in via preliminare gli effetti dei diversi possibili interventi di miglioramento sulla classe acustica dell'edificio.



Per ragioni di brevità si illustrano le seguenti soluzioni: solo muro opaco, solo chiusure tecniche (serramenti e cassonetti) e muro opaco più serramenti.

*Incremento del potere fonoisolante del solo muro opaco:* si assume il caso limite in cui venga applicato un rivestimento tale da incrementare l'indice attuale di 20 dB, ottenendo pertanto  $R_{w,muro} = 75$  dB. Le prestazioni di tutti gli altri componenti sono invariate. Tab. 13 mostra che, con molta probabilità, l'intervento determinerebbe un valore medio energetico dell'isolamento di facciata sempre ricadente in classe IV, con bassa probabilità di riuscire a raggiungere la III.

**Tab. 13 – Classificazione acustica dell'edificio nello stato attuale e con incremento del potere fonoisolante del muro opaco. Tra parentesi i valori utili, ottenuti considerando l'incertezza estesa.**  
**Acoustic classification of the building in the current state and after the acoustic insulation of the opaque walls. In brackets the values of the index accounting for expanded uncertainty**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ attuale [dB] | Classe acustica attuale* | $D_{2m,nT,w}$ prog [dB] | Classe acustica prog* |
|----------------|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|
| 127 (1)        | 38 (37)                    |                          | 39.5 (39)               |                       |
| 249 (2)        | 36 (35)                    |                          | 40.2 (39)               |                       |
| 267 (2)        | 34 (33)                    |                          | 35.6 (35)               |                       |
| 345 (3)        | 37 (36)                    |                          | 36.7 (36)               |                       |
| 347 (3)        | 36 (35)                    | 35.3 dB                  | 35.7 (35)               | 36.8 dB               |
| 349 (3)        | 35 (34)                    | Classe IV                | 37.0 (36)               | Classe IV             |
| 361 (3)        | 37 (36)                    |                          | 35.5 (35)               |                       |
| 449 (4)        | 37 (36)                    |                          | 40.6 (40)               |                       |
| 537 (5)        | 39 (38)                    |                          | 40.4 (39)               |                       |
| 543 (5)        | 36 (35)                    |                          | 38.0 (37)               |                       |

\* Parziale, riferita solo agli ambienti misurati

*Sostituzione serramenti e cassonetti:* si prevedono finestre e portefinestre aventi  $R_{w,cert} = 50$  dB e cassonetti caratterizzati da  $D_{n,e,w,lab} = 52$  dB. Le prestazioni del muro opaco sono invariate. I risultati (Tab. 14) mostrano che l'intervento potenzialmente potrebbe permettere il raggiungimento della classe massima, se la sua efficacia fosse analoga su tutti gli elementi tecnici dell'edificio.

**Tab. 14 – Classificazione acustica dell'edificio nello stato attuale e con sostituzione di serramenti e cassonetti. Tra parentesi i valori utili, ottenuti considerando l'incertezza estesa.**  
**Acoustic classification of the building in the current state and after the acoustic refurbishment of windows, doors and roller-shutter boxes. In brackets the useful values accounting for expanded uncertainty**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ attuale [dB] | Classe acustica attuale* | $D_{2m,nT,w}$ prog [dB] | Classe acustica prog* |
|----------------|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|
| 127 (1)        | 38 (37)                    |                          | 45.9 (45)               |                       |
| 249 (2)        | 36 (35)                    |                          | 46.4 (46)               |                       |
| 267 (2)        | 34 (33)                    |                          | 44.6 (44)               |                       |
| 345 (3)        | 37 (36)                    |                          | 45.4 (45)               |                       |

**Tab. 14 – segue/continues**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ attuale [dB] | Classe acustica attuale* | $D_{2m,nT,w}$ prog [dB] | Classe acustica prog* |
|----------------|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|
| 347 (3)        | 36 (35)                    | 35.3 dB                  | 44.5 (44)               | 44.9 dB               |
| 349 (3)        | 35 (34)                    | Classe IV                | 46.0 (45)               | Classe I              |
| 361 (3)        | 37 (36)                    |                          | 43.9 (43)               |                       |
| 449 (4)        | 37 (36)                    |                          | 46.4 (46)               |                       |
| 537 (5)        | 39 (38)                    |                          | 47.5 (47)               |                       |
| 543 (5)        | 36 (35)                    |                          | 45.4 (45)               |                       |

\* Parziale, riferita solo agli ambienti misurati

*Sostituzione serramenti ed incremento del potere fonoisolante acustico del muro opaco:* si prevede  $R_{w,cert} = 50$  dB per finestre e portefinestre e  $R_{w,muro} = 75$  dB per il muro opaco. Le prestazioni dei cassonetti sono invariate. I risultati (Tab. 15) mostrano che l'intervento permette molto probabilmente il raggiungimento della classe acustica II; meno probabile che lo stesso permetta di raggiungere la classe I. Per la classe massima è necessario sostituire anche i cassonetti, come visto in Tab. 14. Come evidenziato in precedenza, le prestazioni ipotizzate per il serramento e per il muro rappresentano un valore difficilmente raggiungibile, con costi elevatissimi.

**Tab. 15 – Classificazione acustica dell'edificio nello stato attuale e con sostituzione serramenti e incremento del potere fonoisolante del muro. Tra parentesi i valori utili, ottenuti considerando l'incertezza estesa.**  
**Acoustic classification of the building in the current state and after the acoustic refurbishment of windows and opaque walls. In brackets the useful values accounting for expanded uncertainty**

| Stanza (piano) | $D_{2m,nT,w}$ attuale [dB] | Classe acustica attuale* | $D_{2m,nT,w}$ prog [dB] | Classe acustica prog* |
|----------------|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|
| 127 (1)        | 38 (37)                    |                          | 43.2 (42)               |                       |
| 249 (2)        | 36 (35)                    |                          | 43.7 (43)               |                       |
| 267 (2)        | 34 (33)                    |                          | 43.3 (42)               |                       |
| 345 (3)        | 37 (36)                    |                          | 44.0 (43)               |                       |
| 347 (3)        | 36 (35)                    | 35.3 dB                  | 43.0 (42)               | 42.6 dB               |
| 349 (3)        | 35 (34)                    | Classe IV                | 45.5 (45)               | Classe II             |
| 361 (3)        | 37 (36)                    |                          | 41.8 (41)               |                       |
| 449 (4)        | 37 (36)                    |                          | 44.1 (43)               |                       |
| 537 (5)        | 39 (38)                    |                          | 45.1 (44)               |                       |
| 543 (5)        | 36 (35)                    |                          | 42.7 (42)               |                       |

\* Parziale, riferita solo agli ambienti misurati

I requisiti acustici passivi rappresentano un livello minimo normativo che nulla implica in termini di classificazione acustica. Tuttavia, il rispetto dei requisiti minimi (obbligatori) può anche determinare una classe acustica massima o comunque molto performante (i.e. classe II) per specifiche categorie d'uso (Tab. 16). In particolare, in casi di edifici analoghi a quello in esame, dove l'unico requisito applicabile è l'isolamento acustico di facciata, interventi di incremento del potere fonoisolante

nel rispetto del D.P.C.M. 05/12/97 determinano il raggiungimento di classi acustiche elevate (anche la massima), in funzione della destinazione d'uso dell'immobile.

**Tab. 16 – Classificazione acustica secondo UNI 11367 e requisiti minimi secondo D.P.C.M. 05/12/97**

**Acoustic classification according to UNI 11367 e minimum acoustic requirements according to D.P.C.M. 05/12/97**

| Categoria | $D_{2m,nT,w}$ [dB] | Classe acustica UNI 11367 |
|-----------|--------------------|---------------------------|
| D         | 45                 | I                         |
| A, C      | 40                 | II/III                    |
| E         | 48                 | I                         |
| B, F, G   | 42                 | II                        |

## 6 | Conclusioni

Si presenta il caso studio di un edificio terziario interamente adibito ad uffici le cui prestazioni acustiche vengono analizzate al fine di verificare il rispetto dei requisiti acustici passivi secondo D.P.C.M. 05/12/97. Sulla base delle misure acquisite, vengono inoltre effettuate alcune considerazioni preliminari sulla classe acustica raggiungibile dall'edificio secondo la norma UNI 11367.

L'unico indice applicabile è l'isolamento acustico di facciata  $D_{2m,nT,w}$  in quanto l'edificio è interamente destinato ad uffici ed afferisce ad un unico Ente. Un'ulteriore peculiarità del caso studio è rappresentata dal valore storico artistico dell'edificio (risalente agli anni '30 del Novecento), nonché dal relativo vincolo architettonico che impedisce la sostituzione degli infissi al piano terra. Per tale motivo, i risultati sono riferiti a 10 stanze collocate tra il primo e il quinto piano ritenute rappresentative dell'edificio. Si possono trarre le seguenti conclusioni.

*Requisiti acustici passivi secondo D.P.C.M. 05/12/97:* nessuno dei valori misurati in sito permette di rispettare il valore minimo di 42 dB. I risultati del modello previsionale secondo UNI EN ISO 12354-3 sono in sostanziale accordo con i valori misurati, dimostrando l'assenza di errori macroscopici nelle misure e la sostanziale correttezza dei dati di ingresso utilizzati. Il modello previsionale rappresenta quindi un utile strumento per simulare l'efficacia dei possibili interventi di incremento del potere fonoisolante. Nello specifico, solo la sostituzione dei serramenti con altri aventi  $R_{w,min} = 50$  dB permetterebbe di rispettare i minimi per tutte le stanze, anche se tale valore è molto difficilmente raggiungibile e richiede costi elevatissimi. Altri significativi interventi sull'involucro opaco e/o sui cassonetti risulterebbero nettamente più invasivi senza peraltro garantire pari efficacia ed il rispetto dei requisiti.

*Classificazione acustica secondo UNI 11367:* le considerazioni preliminari, basate sui dati misurati negli ambienti ritenuti rappresentativi, sono suffragate sia dal modello previsionale, sia dalla rappresentatività dei componenti tecnici e degli ambienti rispetto agli altri presenti nell'edificio. Il tema evidenzia la criticità del costo che emergerebbe nel caso in cui la UNI 11367 assumesse natura cogente. Nel caso in esame, sia che

si proceda con la misura di tutti gli elementi (154 misure), sia che si proceda con la tecnica del campionamento secondo Appendici G e H (102 misure), si stimano impegni orari minimi attorno alle 50 ore per le sole misure e costi di oltre 100'000 €.

Pertanto, sulla base dei dati disponibili, nello stato attuale, l'edificio si colloca verosimilmente in classe IV, vicino al limite della classe III. I calcoli previsionali preliminarmente condotti mostrano che la sostituzione dei serramenti ( $R_{w,min} = 50$  dB), unitamente ai cassonetti ( $D_{n,e,w,min} = 52$  dB), dovrebbe permettere il raggiungimento della classe massima dell'edificio. Al contrario, il solo isolamento acustico dei muri non comporta significativi cambiamenti prestazionali, lasciando praticamente invariata la classe acustica. Tale aspetto è ben noto in campo acustico, essendo la prestazione di una parete composta fortemente influenzata dal potere fonoisolante degli elementi meno performanti. Tuttavia, è necessario e utile ribadirlo in contesto di edifici monumentali e/o vincolati in quanto potrebbe non essere possibile agire sugli elementi acusticamente più deboli, rendendo di fatto impossibile raggiungere i minimi richiesti. Infine, il caso di isolamento acustico dei muri e la sostituzione delle finestre, mostra come verosimilmente la classe raggiungibile possa essere la II, con valori prossimi al limite della classe I nel caso di finestre altamente performanti.

In via generale è possibile osservare che è assolutamente ragionevole che un edificio, avente ormai quasi 100 anni di vita e soggetto a differenti ristrutturazioni parziali nel tempo, non sia allineato ai requisiti minimi previsti dal D.P.C.M. 05/12/97. Dal punto di vista della classificazione acustica, è interessante osservare che, nonostante il decadimento delle prestazioni acustiche legato all'invecchiamento dei materiali e dei componenti, allo stato attuale, l'edificio potrebbe ricadere nelle classi IV o III e che il suo miglioramento fino alla classe massima è preliminarmente possibile, agendo sulle chiusure tecniche (serramenti e cassonetti).

Per il caso in esame gli elementi trasparenti unitamente ai loro accessori (cassonetti) giocano un ruolo cruciale che permetterebbe anche il rispetto dei minimi normativi previsti dal D.P.C.M. Inoltre, i calcoli previsionali sopra illustrati mostrano che tutti i possibili interventi, formulati senza tenere conto dei serramenti, non risulterebbero idonei al rispetto del decreto. Eventuali vincoli che ne vietino la sostituzione renderebbero di fatto irraggiungibili sia i limiti normativi sia la classe acustica massima.

## Conclusions

The case study presents a tertiary building entirely dedicated to offices. Its acoustic performance is analysed to verify the compliance with passive acoustic requirements according to the D.P.C.M. of 05/12/97. Some preliminary considerations are also made about the achievable acoustic class according to the UNI 11367 standard.

In both cases, the only applicable index is the façade sound insulation  $D_{2m,nT,w}$ , as the building constitutes a unique unit: indeed, it is entirely dedicated to offices with a single Property (i.e., a public institution). The historical and artistic value of the building (dating back to

the 1930s) is a further peculiarity, as well as the related architectural constraint that prevents the replacement of ground-floor windows. Hence the results refer to 10 rooms located between the first and fifth floors, considered representative of the building. The following conclusions can be drawn.

*Passive acoustic requirements according to D.P.C.M. 05/12/97:* none of the measured values meet the minimum requirement of 42 dB. The agreement between the measured values and the results of the predictive model according to UNI EN ISO 12354-3 demonstrates the absence of macroscopic measurement errors and the substantial correctness of input data. The predictive model also represents a useful tool to simulate the effectiveness of different, possible acoustic efficiency interventions. Specifically, the only replacement of windows with  $R_{w,min} = 50$  dB would comply with the minimum values for all the considered rooms, even if the value can be hardly reached and only by means of very expensive windows. Other significant interventions on the opaque envelope and/or on the roller shutter boxes would be significantly more invasive, expensive and they would not guarantee similar effectiveness and compliance with the requirements.

*Acoustic classification according to UNI 11367:* the considerations are based on the data measured in the considered environments. The withdrawn conclusions can be preliminary extended and generalised to the entire building thanks to both the predictive model and the representativeness of the investigated technical components and environments compared to the others present in the building. The provided example highlights the dramatic economic impact of similar measurements in case UNI 11367 became mandatory. The application of the UNI 11367 approaches leads either to the measurement of all the elements (154 measurements) or to 102 measurements adopting the sampling technique (Appendices G and H). Anyway, both approaches require a similar amount of measurements, with a minimum hourly commitment of about 50 hours and costs over 100.000 €.

Therefore, based on the available data, the building in the current state is likely to belong to class IV, close to the limit of class III. Preliminary calculations show that replacing the windows and doors ( $R_{w,min} = 50$  dB), together with the shutter boxes ( $D_{n,e,w,min} = 52$  dB), should allow the building to reach the maximum class. On the other hand, the intervention only on the walls does not lead to significant improvements, leaving the acoustic class unchanged. This aspect is well known in the acoustic field, as the performance of a composite wall is strongly influenced by the sound reduction index of the less efficient elements. However, it is necessary and useful to reiterate it in the context of monumental and/or listed buildings, as it may not be possible to act on the acoustically weaker elements, making it virtually impossible to achieve the required minimums. Finally, the interventions on both walls and windows should likely lead to II class, with values near the limit of class I in the case of high-performance windows.

Moreover, the poor, current acoustic performances, not aligned with the minimum requirements (D.P.C.M. 05/12/97), are absolutely reasonable for a nearly 100 years old building, even considering the various partial renovations over time. From the point of view of acoustic classification, the building in its current state could fall into class IV or III, despite the aging of materials and components. Moreover, the work shows that its acoustic refurbishment up to the maximum class is preliminarily possible, by acting on the technical closures (windows and shutters).

In this case, the transparent elements, along with their accessories (boxes), play a crucial role, allowing also compliance with the minimum regulatory requirements. Furthermore, the forecast calculations illustrated above show that all possible interventions, which avoid windows and doors replacement, would not meet the mandatory limits set by the Decree. Any restriction prohibiting their replacement would effectively make both the regulatory limits and the maximum acoustic class unattainable.

## Ringraziamenti

Si ringrazia l'Ing. Enrica Cattaneo, responsabile tecnico INPS Liguria, per la disponibilità e il supporto organizzativo nella campagna di misura.

## Bibliografia

- [1] D.P.C.M. 05/12/97 "Determinazione dei requisiti acustici passivi degli edifici". <https://www.gazzettaufficiale.it/eli/id/1997/12/22/97A10190/sg> (accessed January 29, 2026)
- [2] UNI 11367:2023 "Acustica in edilizia - Classificazione acustica delle unità immobiliari - Procedura di valutazione e verifica in opera". <https://store.uni.com/uni-11367-2023> (accessed January 29, 2026)
- [3] D.M. 24/11/2025 "Adozione dei criteri ambientali minimi per l'affidamento di servizi di progettazione e affidamento di lavori per interventi edilizi". <https://www.gazzettaufficiale.it/eli/id/2025/12/03/25A06516/SG> (accessed January 29, 2026)
- [4] UNI EN ISO 12354-3:2017 "Acustica in edilizia - Valutazioni delle prestazioni acustiche di edifici a partire dalle prestazioni dei prodotti - Parte 3: Isolamento acustico dal rumore proveniente dall'esterno". <https://store.uni.com/uni-en-iso-12354-3-2017> (accessed January 29, 2026)
- [5] E. Poleggi, P. Cevini, "Genova", collana "Le città nella storia d'Italia", Laterza, 1981
- [6] UNI EN ISO 16283-3:2016 "Acustica - Misure in opera dell'isolamento acustico in edifici e di elementi di edificio - Parte 3: Isolamento acustico di facciata". <https://store.uni.com/uni-en-iso-16283-3-2016> (accessed January 29, 2026)
- [7] D.M. 16/03/1998 "Tecniche di rilevamento e di misurazione dell'inquinamento acustico". <https://www.gazzettaufficiale.it/eli/id/1998/04/01/098A2679/sg> (accessed January 29, 2026)
- [8] UNI EN ISO 717-1:2021 "Acustica - Valutazione dell'isolamento acustico in edifici e di elementi di edificio - Parte 1: Isolamento acustico per via aerea". <https://store.uni.com/uni-en-iso-717-1-2021> (accessed January 29, 2026)
- [9] UNI 11175:2024 "Acustica in edilizia - Linee guida per la previsione delle prestazioni acustiche degli edifici - Applicazione delle norme tecniche alla tipologia costruttiva nazionale - Parte 1: metodo di calcolo semplificato basato su grandezze a numero unico". <https://store.uni.com/uni-11175-1-2024> (accessed January 29, 2026)
- [10] Tariffario Euro Acustic <https://www.euroacustici.org/wp-content/uploads/2018/10/Tariffario.pdf> (accessed January 29, 2026)





# Resoconto del convegno “IL SUONO DELLE IDEE, tributo al Prof. Ing. Angelo Farina”

Patrizio Fausti

Presidente AIA, Dipartimento di Ingegneria,  
Università di Ferrara,  
Via Saragat, 1, 44122 Ferrara  
patrizio.fausti@unife.it

**Ricevuto:** 11/5/2026

**Accettato:** 12/5/2026

**DOI:** 10.3280/ria2025oa20989

**ISSN:** 2385-2615

Il 20 marzo 2026 a Parma, presso la Casa della Musica, si è tenuto il convegno “Il Suono delle Idee: tributo al Prof. Ing. Angelo Farina”, organizzato congiuntamente dall'Associazione Italiana di Acustica (AIA), dal Consiglio Nazionale degli Ingegneri – Gruppo di Lavoro Acustica, dall'Ordine degli Ingegneri di Parma, dal Comune di Parma, dall'Università degli Studi di Parma, da AES Italia e dall'Associazione della Fisica Tecnica Italiana. L'evento ha rappresentato un omaggio corale alla figura scientifica e umana del Prof. Farina e un'occasione di confronto sull'innovazione in acustica, sul dialogo tra ricerca, professione e industria e sulle prospettive future della disciplina. Il presente articolo ne riassume i contenuti tecnico-scientifici, istituzionali e commemorativi.

**Parole chiave:** Angelo Farina, acustica, innovazione, audio immersivo, trasferimento tecnologico

## Report on the conference “THE SOUND OF IDEAS, a tribute to Professor Angelo Farina”

On 20 March 2026, the conference “The Sound of Ideas: A Tribute to Prof. Angelo Farina”, jointly organised by the Acoustical Society of Italy (AIA), the National Council of Engineers – Acoustics Working Group, the Professional body of Engineers of Parma, the Municipality of Parma, the University of Parma, The Audio Engineering Society of Italy (AES Italy) and the Italian Association of Applied Physics. The event served as a collective tribute to Prof. Farina's scientific and personal legacy and provided an opportunity for discussion on innovation in acoustics, the dialogue between research, the profession and industry, and the future prospects of the discipline. This article summarises its technical-scientific, institutional and commemorative content.

**Keywords:** Angelo Farina, acoustics, innovation, immersive audio, technology transfer

## 1 | Introduzione

Il 20 marzo 2026, presso la Casa della Musica di Parma, si è svolto il convegno “Il Suono delle Idee: tributo al Prof. Ing. Angelo Farina”, una giornata di ricordo, approfondimento e confronto dedicata a una delle figure di riferimento dell'acustica italiana e internazionale. L'iniziativa ha assunto fin dall'origine un valore particolare: diverse istituzioni, associazioni scientifiche e professionali, ciascuna animata dal desiderio di rendere omaggio al Prof. Angelo Farina a circa un anno dalla sua scomparsa, hanno scelto di far confluire le rispettive iniziative in un unico appuntamento, ampio e fortemente partecipato.

L'Associazione Italiana di Acustica è stata tra i soggetti organizzatori dell'evento insieme al Consiglio Nazionale degli Ingegneri – Gruppo di Lavoro Acustica, all'Ordine degli Ingegneri di Parma, al Comune di Parma, all'Università degli Studi di Parma, ad AES Italia e all'Associazione della Fisica Tecnica Italiana. La presenza di circa 130 partecipanti in sala e di oltre 200 persone collegate online ha testimoniato l'attenzione e l'affetto della comunità scientifica, tecnica e professionale nei confronti di Angelo Farina, ma anche l'attualità dei temi da lui affrontati nel corso della sua attività.

La giornata ha avuto un carattere insieme scientifico, isti-

tuzionale e umano. Non si è trattato soltanto di ricordare un ricercatore di grande rilievo, ma di riflettere sull'eredità di un modo di intendere l'acustica come disciplina capace di unire rigore, creatività, innovazione tecnologica e attenzione alla qualità della vita. Il Prof. Farina ha dedicato la propria attività allo studio del suono nelle sue molteplici dimensioni: dalla propagazione acustica agli ambienti confinati e aperti, dalle misurazioni avanzate alle simulazioni e auralizzazioni degli spazi architettonici, contribuendo allo sviluppo di strumenti e software che hanno reso possibile misurare, simulare e riprodurre gli spazi sonori con livelli di precisione e realismo prima difficilmente immaginabili.

## 2 | Apertura dei lavori e contributo delle associazioni

Dopo la registrazione dei partecipanti, i lavori si sono aperti con i saluti istituzionali e con la presentazione della giornata da parte di Gabriella Magri, del Gruppo di Lavoro Acustica del CNI e dell'Ordine degli Ingegneri di Parma. Sono quindi seguiti gli interventi dedicati alle realtà promotrici: Remo Vaudano, Vicepresidente del CNI e referente del Gruppo di Lavoro Acu-

stica, ha illustrato la missione e le attività del gruppo; Sara Rainieri, dell'Università di Parma e Presidente dell'Associazione della Fisica Tecnica Italiana, ha proposto una riflessione sul ruolo dell'acustica e della fisica tecnica nell'università del futuro; Daniele Ponteggia, Presidente di AES Italia, ha presentato le attività dell'Audio Engineering Society.

L'Associazione Italiana di Acustica ha avuto un ruolo rilevante sia nella preparazione dell'iniziativa sia nei contenuti della mattinata. Nel proprio saluto, il Presidente AIA, Prof. Patrizio Fausti, ha ricordato la figura del Prof. Farina e il suo ruolo nella comunità acustica, sottolineando al tempo stesso l'impegno dell'Associazione nel promuovere aggiornamento scientifico, confronto tra generazioni, dialogo internazionale e iniziative rivolte ai giovani.

In questo quadro è stata presentata anche una nuova iniziativa dell'AIA: AlAthon, premio "Angelo Farina" per l'innovazione in acustica, istituito nel 2026 e dedicato alla memoria del Professore. L'iniziativa è rivolta a giovani talenti (ricercatori, professionisti e studenti) chiamati a sviluppare idee e soluzioni all'avanguardia su un tema selezionato annualmente, in un percorso che favorisce creatività, mentoring e collaborazione tra ricerca, professione e industria, che si conclude con la premiazione in occasione di un evento dedicato.

### **3 | La figura di Angelo Farina e l'eredità scientifica**

Il momento centrale della mattinata è stato rappresentato dalla sessione "Angelo Farina - le attività a cui si stava dedicando e cosa ci lascia", con gli interventi di Nicola Del Monte, Adriano Farina e Simone Campanini. In questa parte del programma sono stati ripercorsi i progetti, le linee di ricerca e le attività applicative a cui il Prof. Farina aveva dedicato il proprio impegno, mettendo in evidenza la continuità tra ricerca universitaria, trasferimento tecnologico e applicazioni concrete.

Particolarmente intenso è stato l'intervento di Adriano Farina, figlio del Professore, che ha seguito da vicino l'attività del padre e ne conosce profondamente progetti, contenuti e visione. Il suo contributo ha consentito di restituire non solo la dimensione scientifica del lavoro di Angelo Farina, ma anche il modo in cui idee, intuizioni e competenze si sono trasformate in strumenti, imprese, relazioni e comunità. La presenza di ALDA e ZOtech, realtà nate dall'attività di ricerca del Prof. Farina presso l'Università di Parma, ha ulteriormente evidenziato il legame tra ricerca, innovazione e trasferimento tecnologico nel campo dell'acustica applicata.

Dopo la pausa, il Prof. Filippo Maria Fazi, dell'Institute of Sound and Vibration Research dell'Università di Southampton, ha tenuto l'intervento "Progressi tecnologici nell'audio immersivo: stato dell'arte e sviluppi futuri". Il contributo ha offerto uno sguardo di alto livello sull'evoluzione delle tecnologie per l'audio immersivo, tema fortemente connesso agli ambiti di ricerca esplorati da Angelo Farina. Particolarmente significativo è stato anche il ricordo personale del Prof. Fazi, che ha sottolineato come i suggerimenti ricevuti da Angelo siano stati fondamentali

per le sue scelte scientifiche e professionali e abbiano avuto un ruolo importante nello sviluppo della sua carriera.

### **4 | Innovazione in acustica: dialogo tra industria e ricerca**

La mattinata si è conclusa con la tavola rotonda "Innovazione in acustica, dialogo tra industria e ricerca", coordinata dal Prof. Nicola Prodi e dal Dott. Paolo Bonfiglio. Alla discussione hanno preso parte rappresentanti del mondo accademico, professionale, industriale e associativo, tra cui Simone Campanini, Andrea Cerniglia, Filippo Fazi, Paolo Galaverna, Sergio Luzzi, Gabriella Magri, Lamberto Tronchin, Davide Malacalza e Andrea Capra.

Il confronto ha affrontato il tema dell'innovazione in acustica a partire dal rapporto tra bisogni industriali e ricerca scientifica, evidenziando le potenzialità ma anche le difficoltà di una collaborazione stabile tra università, imprese, professionisti e spin-off. Tra i temi emersi vi sono stati il ruolo delle figure ibride capaci di collegare linguaggi e obiettivi diversi, il delicato equilibrio tra open science e tutela della proprietà intellettuale, il confronto con modelli internazionali di collaborazione tra ricerca e industria, il valore strategico delle norme tecniche, il contributo delle associazioni scientifiche e professionali, le prospettive offerte dall'intelligenza artificiale e la necessità di un approccio sempre più multidisciplinare.

La tavola rotonda ha messo in luce come l'acustica, per la sua natura trasversale, possa costituire un terreno privilegiato di incontro tra competenze diverse, contribuendo allo sviluppo di prodotti, servizi, metodi di progettazione e ambienti di vita e di lavoro di maggiore qualità. Il richiamo alla figura di Angelo Farina è risultato quindi naturale: la sua attività ha rappresentato un esempio concreto di ricerca aperta al dialogo con l'industria, la professione e la cultura del suono.

### **5 | Il saluto della famiglia e la Casa del Suono**

La giornata ha avuto anche una forte dimensione emotiva. Accanto ai contenuti scientifici e tecnici, è emersa con forza la dimensione umana del ricordo. A fine mattinata, il saluto della moglie Grazia e dei figli Adriano e Giacomo ha rappresentato uno dei passaggi più toccanti dell'intero evento, restituendo il legame tra la comunità raccolta alla Casa della Musica e la famiglia del Prof. Farina.

Nel pomeriggio, il tributo è proseguito alla Casa del Suono, luogo fortemente legato alla cultura dell'ascolto e alla ricerca sul suono. Il Comune di Parma ha intitolato al Prof. Ing. Angelo Farina la Camera Bianca della Casa del Suono, con la cerimonia di svelamento di una targa commemorativa. A seguire si sono svolte le visite guidate e le esperienze dimostrative live.

Questo momento ha avuto un forte valore simbolico: dedicare ad Angelo Farina uno spazio della Casa del Suono ha rappresentato non solo un gesto di memoria, ma anche il riconoscimento di un'eredità viva, destinata a proseguire attraverso la ricerca, la formazione, l'innovazione e la divulgazione.

## 6 | Conclusioni

“Il Suono delle Idee” ha rappresentato un omaggio corale, reso possibile dalla collaborazione tra istituzioni, associazioni scientifiche e professionali, università, ordini professionali e realtà attive nel settore. La scelta di riunire in un unico appuntamento esperienze e sensibilità diverse ha conferito alla giornata un valore non solo commemorativo, ma anche prospettico, aprendo una riflessione condivisa sul futuro della disciplina.

L'eredità scientifica di Angelo Farina, il suo ruolo di docente e mentore e la sua capacità di trasformare intuizioni in conoscenza, strumenti e progetti concreti restano un riferimento per la comunità acustica. Il tributo di Parma ha quindi assunto il significato di un impegno comune a proseguire, con curiosità e spirito innovativo, lungo la strada che il Professore ha saputo indicare.

Grazie Angelo!



**Fig. 1 – I saluti istituzionali di apertura da parte degli enti e delle associazioni promotrici**  
*Opening institutional greetings by the promoting bodies and associations*



**Fig. 2 – Gli interventi dedicati alle attività più recenti di Angelo Farina e alla sua eredità scientifica, tecnologica e umana**  
*Presentations on Angelo Farina's most recent work and on his scientific, technological and human legacy*



**Fig. 3 – Un momento della tavola rotonda sull'innovazione in acustica, con il pubblico presente in sala**  
*A moment from the round table on innovation in acoustics, with the audience attending in the hall*



**Fig. 4 – Le parole di ricordo e il ringraziamento di Grazia, moglie di Angelo Farina**  
*Words of remembrance and thanks from Grazia, Angelo Farina's wife*



**Fig. 5 – Un momento della dimostrazione immersiva nella Sala Bianca della Casa del Suono**  
*A moment from the immersive demonstration in the Sala Bianca at the Casa del Suono*



**Fig. 6 – Una foto ricordo di Angelo Farina, risalente a diversi anni fa, nella camera anecoica dell'Università di Ferrara:  
Grazie Angelo!**

***A commemorative photo of Angelo Farina from several years ago,  
taken in the anechoic chamber of the University of Ferrara.  
Thank you, Angelo!***

i



# Resoconto del convegno “Trent’anni della Legge Quadro sull’inquinamento acustico: bilancio e prospettive”

Patrizio Fausti<sup>a\*</sup> | Giovanni Brambilla<sup>b</sup> | Andrea Cerniglia<sup>b</sup> | Andrea Tombolato<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Presidente AIA, Dipartimento di Ingegneria, Università di Ferrara, Via Saragat, 1, 44122 Ferrara

<sup>b</sup> Membri Consiglio Direttivo AIA

\* Autore di riferimento: patrizio.fausti@unife.it

**Ricevuto:** 11/5/2026

**Accettato:** 12/5/2026

**DOI:** 10.3280/ria2026oa22997

**ISSN:** 2385-2615

Il 5 maggio 2026 si è svolto a Roma, presso Sapienza Università di Roma, il convegno “Trent’anni della Legge Quadro sull’inquinamento acustico: bilancio e prospettive”, dedicato al trentesimo anniversario della Legge 26 ottobre 1995, n. 447. L’iniziativa, promossa da SNPA in collaborazione con AIA, ha rappresentato un’importante occasione di confronto tra istituzioni, sistema delle agenzie ambientali, università, professionisti, enti gestori, normatori e comunità scientifica. Il resoconto, predisposto per la rubrica “Vita dell’Associazione”, evidenzia in particolare il contributo dell’AIA, sia come interlocutore tecnico-scientifico autorevole e imparziale, sia come punto di incontro della comunità acustica nazionale.

**Parole chiave:** Legge Quadro 447/1995, inquinamento acustico, AIA, SNPA, acustica ambientale

## **Report on the conference “Thirty years of the Italian Framework Law on Environmental Noise: assessment and perspectives”**

On 5 May 2026, the conference “Thirty years of the Italian Framework Law on Environmental Noise: assessment and perspectives” was held in Rome at Sapienza University of Rome. The event marked the thirtieth anniversary of Law no. 447 of 26 October 1995 and provided an opportunity for discussion among institutions, environmental protection agencies, universities, professionals, infrastructure managers, standardization bodies and the scientific community. This report, prepared for the “Vita dell’Associazione” section, focuses in particular on the contribution of AIA as an authoritative and impartial technical-scientific interlocutor and as a meeting point for the Italian acoustics community.

**Keywords:** Framework Law 447/1995, environmental noise, AIA, SNPA, environmental acoustics

## **1 | Introduzione**

Il 5 maggio 2026 si è svolto a Roma, presso la Sala del Chiostro della Facoltà di Ingegneria Civile e Industriale della Sapienza Università di Roma, il convegno “Trent’anni della Legge Quadro sull’inquinamento acustico: bilancio e prospettive”, dedicato al trentesimo anniversario della Legge 26 ottobre 1995, n. 447.

La giornata ha costituito un’importante occasione di bilancio sul percorso compiuto dall’acustica ambientale in Italia e, al tempo stesso, un momento di confronto sulle prospettive future del quadro normativo, tecnico e applicativo. La partecipazione è stata ampia e qualificata: oltre 130 persone presenti in sala e circa 300 collegate online, a conferma dell’interesse ancora molto vivo per un tema che coinvolge istituzioni, sistema delle agenzie ambientali, mondo professionale, università, ricerca, imprese e cittadini.

Per l’Associazione Italiana di Acustica il convegno ha assunto un valore particolare. AIA ha infatti collaborato con SNPA–Sistema Nazionale per la Protezione dell’Ambiente, a cui fanno capo ISPRA e le Agenzie regionali per la protezione dell’ambiente, contribuendo all’iniziativa in qualità di interlocutore tecnico-scientifico autorevole, indipendente e imparziale.

Il maggiore spazio dedicato in questo resoconto agli interventi AIA risponde naturalmente alla collocazione del testo

nella rubrica “**Vita dell’Associazione**” della **Rivista Italiana di Acustica**. Ciò non riduce l’importanza della giornata, che ha visto contributi qualificati da parte di istituzioni, enti, agenzie, università, gestori di infrastrutture, normatori e professionisti.

In questa prospettiva va richiamato il ruolo di alcune figure che hanno contribuito in modo significativo alla riuscita della giornata, sia sul piano scientifico che su quello organizzativo. **Jacopo Fogola, Gaetano Licitra e Francesca Sacchetti** sono intervenuti in rappresentanza delle rispettive istituzioni ma sono anche soci AIA molto attivi nella vita dell’Associazione. La loro presenza rappresenta un esempio concreto della continuità tra attività istituzionale, sistema delle agenzie ambientali e comunità associativa.

Un successivo articolo per la Rivista Italiana di Acustica, coordinato da Jacopo Fogola, consentirà di ampliare e approfondire ulteriormente i contenuti tecnici e istituzionali emersi nel corso della giornata.

## **2 | AIA e SNPA: una importante collaborazione**

La collaborazione con SNPA ha confermato uno degli aspetti più significativi del ruolo dell’AIA: la capacità di porsi come punto di raccordo tra comunità scientifica, professionisti, isti-

tuzioni, normazione tecnica e sistema dei controlli. L'Associazione, per sua natura, non rappresenta un interesse di categoria, ma una comunità di competenze plurali. Proprio questa caratteristica le consente di contribuire al confronto pubblico con equilibrio, mettendo a disposizione esperienze diverse e favorendo la costruzione di sintesi tecnicamente fondate.

Il convegno ha mostrato inoltre come molti soci AIA operino attivamente anche all'interno delle istituzioni e del sistema delle agenzie ambientali. In questo senso, la partecipazione di diversi relatori soci dell'Associazione ha rappresentato un esempio concreto della continuità tra vita associativa, attività tecnico-scientifica e responsabilità istituzionali.



**Fig. 1 – Alessandra Gallone, Presidente SNPA e ISPRA**  
*Alessandra Gallone, President of SNPA and ISPRA*

### 3 | Il programma della giornata

Il programma si è articolato in tre sessioni principali, precedute dalla registrazione dei partecipanti e dai saluti delle autorità.

**Tab. 1 – Struttura sintetica del programma del convegno**  
*Summary structure of the conference programme*

| Sessione     | Contenuti principali                                                                                                       |
|--------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| I sessione   | Ruolo delle istituzioni, di SNPA e di AIA nel percorso dei trent'anni della Legge Quadro.                                  |
| II sessione  | Stato di attuazione della normativa, valori limite, TCA, Comuni, controlli, mappature, infrastrutture e fonti rinnovabili. |
| III sessione | Normazione tecnica, innovazione strumentale, nuove tecniche di valutazione e ricerca scientifica.                          |

La prima sessione, dedicata alle attività e alle azioni svolte da istituzioni e associazioni scientifiche, è stata moderata da **Alessandra Gallone**, Presidente ISPRA e SNPA, e ha visto gli interventi di **Margherita Arpaia**, Dirigente del Ministero dell'Ambiente e della Sicurezza Energetica, di **Secondo Barbero**, Direttore Generale ARPA Piemonte e di **Patrizio Fausti**, Presidente AIA.



**Fig. 2 – Secondo Barbero, Direttore Generale Arpa Piemonte; Margherita Arpaia, Dirigente MASE; Patrizio Fausti, Presidente AIA**  
*Secondo Barbero, Director General of Arpa Piemonte; Margherita Arpaia, Manager MASE; Patrizio Fausti, President of AIA*

La seconda sessione, moderata da **Paolo Ferrecchi**, Direttore Generale di Arpa Emilia-Romagna, ha affrontato lo stato di attuazione e le possibili prospettive di aggiornamento del quadro normativo. Sono intervenuti **Francesca Sacchetti** per ISPRA, sulla rete dei referenti rumore di SNPA; **Maurizio Poli** per Arpa Emilia-Romagna, sui valori limite e la loro applicazione; **Gabriele Fronzi** per la Regione Lazio, sul ruolo del Tecnico Competente in Acustica; **Arnaldo Melloni** per il Comune di Firenze, sugli strumenti di pianificazione e prevenzione acustica in ambito comunale; **Jacopo Fogola** per ARPA Piemonte, sulle attività di vigilanza e controllo; **Gaetano Licitra** per ARPA Toscana, su mappature acustiche e piani di azione, relazione spostata nel pomeriggio.

Successivamente, la stessa sessione ha ampliato il confronto alle principali sorgenti infrastrutturali e territoriali: **Patrizia Bellucci**, per ANAS, ha affrontato il tema del rumore stradale; **Simone Relandini**, per RFI, quello del rumore ferroviario; **Mauro Mussin**, per ARPA Lombardia, il monitoraggio e il contenimento del rumore aeroportuale; **Marisa Canterino**, per ARPA Campania, il rumore da fonti rinnovabili.

La terza sessione, moderata da **Sergio Luzzi**, Presidente dell'International Institute of Acoustics and Vibration, è stata dedicata alla normazione tecnica, all'innovazione tecnologica e alla ricerca scientifica. Sono intervenuti **Antonino Di Bella**, per UNI, sui progetti normativi in corso; **Andrea Cerniglia** e **Giovanni Brambilla**, per AIA, sui nuovi strumenti e sulle tecniche di misura e valutazione del rumore; **Francesco Asdrubali**, per l'Università per Stranieri di Perugia, sullo stato della ricerca scientifica nel campo dell'acustica ambientale.

Nel complesso, le relazioni hanno offerto una lettura articolata dei principali ambiti di applicazione della Legge Quadro: prevenzione e controllo, limiti e criteri applicativi, ruolo del TCA, pianificazione comunale, infrastrutture di trasporto, fonti rinnovabili, normazione tecnica, innovazione strumentale e ricerca scientifica.

## 4 | Il contributo dell'AIA

Il contributo dell'AIA si è articolato in due momenti principali, nella prima e nella terza sessione.

Nella prima sessione, il Presidente AIA **Patrizio Fausti** ha presentato la relazione **“Attività e ruolo dell'AIA quale punto di incontro della comunità acustica nazionale”**, predisposta con **Giovanni Brambilla** e **Andrea Tombolato**. L'intervento ha richiamato il contributo offerto dall'Associazione nei trent'anni successivi all'emanazione della Legge Quadro, attraverso convegni, seminari, corsi di aggiornamento, giornate tecniche, webinar, gruppi di lavoro, attività editoriale e partecipazione alla normazione tecnica.

La relazione ha ripercorso alcune attività svolte dall'AIA nei trent'anni successivi alla Legge Quadro, richiamando il ruolo dell'Associazione nel promuovere occasioni di confronto, formazione, aggiornamento tecnico e dialogo con le istituzioni e con la comunità acustica.

AIA raccoglie al proprio interno soci che arrivano da università, enti di ricerca, professionisti, Tecnici Competenti in Acustica, sistema delle agenzie ambientali, imprese ed esperti di normazione, formazione e divulgazione. Questa pluralità rappresenta un valore aggiunto e una garanzia di equilibrio, perché consente di mettere a confronto punti di vista diversi e di contribuire alla costruzione di strumenti condivisi.

L'intervento ha inoltre richiamato alcune questioni aperte sulle quali AIA può continuare a offrire un contributo tecnico-scientifico: il completamento di alcuni aspetti normativi, l'omogeneità applicativa sul territorio, il ruolo del Tecnico Competente in Acustica, la qualità dei regolamenti comunali, le attività di controllo, il rumore portuale, gli impianti eolici, l'educazione acustica nelle scuole, l'informazione ai consumatori e il riconoscimento dell'acustica come requisito essenziale nell'ambito dell'edilizia.



**Fig. 3 – I relatori e il moderatore della terza sessione (da sinistra: Francesco Asdrubali, Giovanni Brambilla, Andrea Cerniglia, Sergio Luzzi, Antonino Di Bella)**  
**The speakers and chair of the third session (from left: Francesco Asdrubali, Giovanni Brambilla, Andrea Cerniglia, Sergio Luzzi, Antonino Di Bella)**

Un secondo contributo AIA è stato presentato nella sessione pomeridiana da **Andrea Cerniglia** e **Giovanni Brambilla**, con una relazione dal titolo **“Nuovi strumenti e tecniche per la misura e la valutazione del rumore”**.

Cerniglia ha richiamato la profonda trasformazione degli strumenti di misura avvenuta negli ultimi anni. La digitalizzazione, la crescente potenza di calcolo, la possibilità di acquisire, elaborare e correlare grandi quantità di dati hanno reso disponibili tecniche che solo pochi anni fa sarebbero state difficilmente immaginabili: analisi statistiche e a banda fine, registrazioni audio e video, analisi cross-correlate, intensimetria acustica, monitoraggi di lunga durata e tecniche di *acoustical imaging*. Il punto centrale dell'intervento è stato che strumenti sempre più potenti non riducono la responsabilità del tecnico, ma la rendono ancora più importante.

Brambilla ha approfondito il tema della valutazione della sonorità ambientale, sottolineando come la descrizione fisica del fenomeno sonoro debba essere integrata da una maggiore attenzione alla percezione. A parità di energia sonora, infatti, la reazione all'esposizione può variare in funzione dell'andamento temporale, della presenza di eventi, delle caratteristiche spettrali e degli aspetti psicoacustici. Sono stati richiamati indicatori e approcci quali l'Intermittency Ratio, l'indice Harmonica, le valutazioni delle immissioni sonore specifiche, i parametri psicoacustici e i possibili sviluppi dell'ecoacustica.

Anche questo intervento ha mostrato bene una delle funzioni dell'AIA: accompagnare l'innovazione tecnica con formazione, confronto scientifico e capacità critica.

Un ulteriore tema emerso nella terza sessione riguarda la normazione tecnica. La relazione di **Antonino Di Bella**, dedicata alla normativa tecnica UNI e ai progetti in corso, ha richiamato l'importanza delle norme tecniche come strumenti di raccordo tra conoscenza scientifica, prassi professionale e applicazione della legislazione. In un settore come l'acustica ambientale, nel quale la qualità delle valutazioni dipende anche dalla chiarezza dei metodi di misura, elaborazione e interpretazione dei dati, la normazione rappresenta un passaggio essenziale per ridurre disomogeneità applicative e incertezze operative.

Anche in questo ambito il coinvolgimento dell'AIA è significativo. L'Associazione partecipa direttamente alle attività di normazione in quanto socio UNI e, inoltre, molti soci AIA e diversi membri del Consiglio Direttivo contribuiscono ai gruppi di lavoro, a titolo personale o come delegati dell'Associazione. Lo stesso **Antonino Di Bella**, attualmente **Presidente della Commissione Acustica e Vibrazioni dell'UNI**, partecipa come delegato AIA.

## 5 | Sviluppi futuri

Il convegno non è stato soltanto una celebrazione del trentennale, ma anche un momento di passaggio, nel quale il bilancio del percorso compiuto si è intrecciato con la consapevolezza che molto resta ancora da fare. Il sistema co-



struito a partire dalla Legge 447/1995 ha prodotto risultati importanti, ma richiede oggi strumenti aggiornati, maggiore coordinamento, applicazioni più omogenee e attenzione ai temi che emergono dall'evoluzione della società, delle tecnologie e dei territori.

Nel corso della giornata sono stati richiamati diversi ambiti nei quali il contributo tecnico-scientifico della comunità acustica può risultare utile: il completamento di alcuni aspetti normativi, l'aggiornamento dei criteri applicativi, il ruolo del Tecnico Competente in Acustica, la qualità dei regolamenti comunali, il raccordo tra pianificazione, controllo e risanamento, le infrastrutture, le fonti rinnovabili e la tutela della popolazione esposta al rumore.

Per AIA, questi temi rappresentano un ambito naturale di impegno. L'Associazione può contribuire come sede di confronto tra competenze diverse e come interlocutore tecnico-scientifico disponibile a collaborare con SNPA, ISPRA, ARPA, istituzioni, università, professionisti e altri soggetti della comunità acustica nazionale. Il contributo di AIA può consistere soprattutto nel favorire il dialogo, raccogliere esperienze diverse e partecipare alla costruzione di criteri e strumenti condivisi.

## 6 | Ringraziamenti

Un sentito ringraziamento va alla **struttura organizzativa di ISPRA**, e alla **Segreteria AIA**, che hanno reso possibile la realizzazione dell'iniziativa, alla **Sapienza Università di Roma** per la disponibilità e l'accoglienza, a **SNPA**, ai relatori, ai moderatori, ai partecipanti presenti in sala e a coloro che hanno seguito i lavori da remoto.

Un ringraziamento particolare va inoltre alle aziende sostenitrici che hanno supportato economicamente l'evento, contribuendo alla realizzazione dei momenti di accoglienza, del light lunch e del coffee break. Anche questi aspetti organizzativi hanno favorito la qualità della giornata, offrendo ai partecipanti occasioni informali di incontro.

La qualità del confronto e l'ampia partecipazione confermano la vitalità della comunità acustica nazionale e l'importanza di continuare a lavorare in rete.

## 7 | Conclusioni

Il convegno sui trent'anni della Legge Quadro sull'inquinamento acustico ha confermato il ruolo ancora centrale della Legge 447/1995 come riferimento per la prevenzione, il controllo e la gestione del rumore ambientale in Italia. Al tempo stesso, ha mostrato la necessità di proseguire nel lavoro di aggiornamento normativo, tecnico e culturale.

In questo quadro, AIA può continuare a svolgere un ruolo importante come punto di incontro della comunità acustica nazionale: un luogo di confronto, formazione, normazione, ricerca e dialogo istituzionale, capace di trasformare l'esperienza maturata in questi trent'anni in strumenti utili per il futuro dell'acustica ambientale italiana.

### Conclusion

The conference on the thirty years of the Framework Law on acoustic pollution confirmed the still central role of Law 447/1995 as a reference for the prevention, control, and management of environmental noise in Italy. At the same time, it showed the need to continue the work of regulatory, technical, and cultural updating. In this framework, AIA can continue to play an important role as a meeting point for the national acoustic community: a place for discussion, training, standardization, research, and institutional dialogue, capable of transforming the experience gained over these thirty years into useful tools for the future of Italian environmental acoustics.



**Fig. 4 – I saluti a fine convegno (da sinistra: Francesco Asdrubali, Francesca Sacchetti, Sergio Luzzi, Patrizio Fausti, Jacopo Fogola)**  
**Group photo at the end of the conference (Francesco Asdrubali, Francesca Sacchetti, Sergio Luzzi, Patrizio Fausti, Jacopo Fogola)**



# Effetti non uditivi dell'esposizione al rumore e controllo del rischio di infortuni correlati: obiettivi del progetto BRiC Inail 2024 ID-7

Arianna Astolfi<sup>a\*</sup> | Francesco Asdrubali<sup>b</sup> | Sergio Luzzi<sup>c</sup> | Nicola Mucci<sup>d</sup> |  
Pietro Nataletti<sup>e</sup> | Federica Piras<sup>f</sup> | Federico Rossi<sup>g</sup> | Simone Secchi<sup>h</sup>

<sup>a</sup> DENERG Politecnico di Torino,  
Corso Duca degli Abruzzi, 24, 10129 Torino (TO)

<sup>b</sup> SUSI Università per Stranieri,  
Piazza Braccio Fortebraccio, 4,  
06123 Perugia (PG)

<sup>c</sup> Vie en.ro.se. Ingegneria,  
Viale Belfiore, 36, 50144 Firenze (FI)

<sup>d</sup> DMSC Università di Firenze,  
Largo Giovanni Alessandro Brambilla, 3,  
50134 Firenze (FI)

<sup>e</sup> DIMEILA Inail,  
Via del Santuario Regina degli Apostoli, 33,  
00145 Roma (RM)

<sup>f</sup> Fondazione Santa Lucia IRCCS,  
Via Ardeatina, 306/354, 00179 Roma (RM)

<sup>g</sup> CIRIAF Università di Perugia,  
Via Goffredo Duranti, 67, 06125 Perugia (PG)

<sup>h</sup> DIDA Università di Firenze,  
Via della Mattonaia, 8, 50121 Firenze (FI)

\* Autore di riferimento:  
arianna.astolfi@polito.it

**Ricevuto:** 25/2/2026

**Accettato:** 25/3/2026

**DOI:** 10.3280/ria2026oa22998

**ISSNe:** 2385-2615

L'articolo presenta gli obiettivi e le metodologie di indagine di una ricerca finanziata da INAIL nell'ambito dei progetti di ricerca in collaborazione (BRiC) relativa agli effetti extrauditivi del rumore negli ambienti scolastici, universitari ed ospedalieri.

Molte ricerche mettono in evidenza gli effetti non uditivi del rumore sugli individui ma il quadro regolamentare e le conoscenze ad oggi disponibili per limitare questi effetti negli ambienti non residenziali sono tuttora scarsi. La ricerca intende colmare questa lacuna con il coinvolgimento di cinque unità di ricerca da quattro atenei italiani e da un istituto di ricovero e cura a carattere scientifico e con la partecipazione di diverse scuole, università e strutture sanitarie distribuite sul territorio nazionale.

**Parole chiave:** effetti extrauditivi, scuole, università, ospedali, sforzo fonatorio, comfort acustico

## Non-auditory effects of noise exposure and control of related accident risks: objectives of the BRiC Inail 2024 ID-7 project

The paper presents the objectives and research methodologies of a study funded by the Italian Institute for Insurance against Accidents at Work (INAIL) as part of collaborative research projects (BRiC) on the extra-auditory effects of noise in schools, universities and hospitals.

Many studies highlight the non-auditory effects of noise on individuals, but the regulatory framework and knowledge currently available to limit these effects in non-residential environments are still scarce. The research aims to fill this gap with the involvement of five research units from four Italian universities and a scientific hospital and treatment institute, and with the participation of various schools, universities and healthcare facilities throughout the country.

**Keywords:** extra-auditory effects, schools, universities, hospitals, vocal effort, acoustic comfort

## 1 | Introduzione

Gli effetti non uditivi del rumore sono considerati un rischio emergente nei luoghi di lavoro e non solo. Numerosi studi hanno già dato evidenza alla correlazione tra esposizione al rumore e effetti cardiovascolari, disturbi metabolici e disfunzioni cognitive, oltre che affaticamento, stress, insonnia: studi recenti riportano l'aumento del rischio di demenza e relazione tra esposizione al rumore e ritiro sociale.

I danni alla salute, le malattie professionali e gli incidenti indotti che ne derivano sono una questione rilevante di ricerca applicata per acustici e igienisti del lavoro. Su questa tematica INAIL ha finanziato il progetto di ricerca interuniversitario BRiC (Bando di Ricerca in Collaborazione) 2024 ID 07 che coinvolge nella collaborazione con il dipartimento di medicina, epidemiologia, igiene del lavoro e ambientale dell'INAIL, vari dipartimenti di quattro atenei italiani. Dopo il kick off meeting di presentazione del progetto, svoltosi a Roma il 6 febbraio 2025, le fasi di attua-

zione hanno preso avvio il 1° aprile 2025 e si svilupperanno nell'arco di 24 mesi.

Obiettivo del progetto di ricerca è la messa a punto di linee guida INAIL per il miglioramento della qualità acustica degli spazi scolastici, universitari e ospedalieri con azioni e interventi volti a ridurre i livelli di rischio sul personale e l'elaborazione di un data base di dati acustici rilevati nelle varie tipologie di ambienti. Il data base sarà uno strumento dinamico implementabile in continuo con nuovi dati raccolti dai partner del progetto o da altri tecnici interessati a contribuire alla ricerca.

L'auspicio è che le linee guida e gli altri materiali prodotti nell'ambito della ricerca possano da un lato diventare un documento operativo per chi vorrà valutare il rischio da esposizione in modo completo senza trascurarne gli effetti non uditivi e dall'altro la base scientifica per una necessaria modifica del D.Lgs. 81/2008 che integri il capo II del Titolo VIII menzionando anche questi aspetti valutativi del rischio rumore.

## 2 | I partner della ricerca

Nel progetto di ricerca, che vede la partecipazione di cinque unità operative che afferiscono ai Dipartimenti di Energia del Politecnico di Torino (capofila), di Scienze Umane e Sociali Internazionali dell'Università per Stranieri di Perugia, di Architettura e di Medicina Sperimentale e Clinica dell'Università di Firenze, nonché al Centro Interuniversitario sugli Agenti Fisici dell'Università di Perugia e all'Istituto di Ricovero e Cura a Carattere Scientifico della Fondazione Santa Lucia di Roma, saranno sviluppati studi approfonditi ed innovativi sugli effetti non uditivi dell'esposizione al rumore in scuole, università e ospedali e si valuterà il rischio di incidenti e infortuni correlati.

## 3 | Obiettivi e metodi

L'obiettivo generale del progetto è approfondire e completare quanto già scaturito dall'attività di ricerca svolta dal precedente BRiC INAIL 2019 ID 14, conclusosi nel 2023, relativo al solo contesto scolastico, estendendo l'ambito di indagine ad altri ambienti lavorativi in cui la qualità acustica è fondamentale, come le aule universitarie e gli ambienti ospedalieri.

Nel precedente progetto BRiC sono state considerate le tipologie di scenari tipiche delle scuole primarie e secondarie (aula, laboratorio, auditorium, palestra, area comune, refettorio e spazio esterno) e si è proceduto a definire e implementare un protocollo di indagine, utilizzabile anche in future ricerche. Questo ha permesso di misurare e calcolare in modo omogeneo e confrontabile i parametri acustici più appropriati per valutare le caratteristiche acustiche delle diverse tipologie di ambienti scolastici, vuoti e occupati, e i livelli di sforzo vocale degli insegnanti [1, 2].

I valori dei parametri misurati e calcolati sono stati correlati con le valutazioni soggettive della qualità degli spazi, effettuate attraverso la somministrazione dei questionari a studenti e insegnanti, con domande incentrate sulla percezione del comfort acustico e sull'indicazione delle sorgenti considerate più fastidiose e sullo sforzo vocale necessario per lo svolgimento dell'attività didattica.

In Tab. 1 è rappresentata in forma schematica la struttura dei dati raccolti nel BRiC INAIL 2019 ID 14 che saranno utilizzati e integrati nel nuovo progetto. Si completerà lo studio negli ambienti scolastici (dove si supereranno le limitazioni all'epoca legate alla pandemia) e si studieranno ex novo gli ambienti universitari e ospedalieri.

Nel nuovo progetto di ricerca lo studio delle patologie non uditive fisiologiche, psicologiche e comportamentali insieme ai risultati delle molte indagini in programma porterà a una catalogazione delle patologie stesse e degli infortuni indotti, producendo uno specifico database delle correlazioni che andrà a integrare le raccolte di dati già in possesso di INAIL.

**Tab. 1 – Tipologie di ambienti e di analisi effettuate nel BRiC INAIL 2019 ID 14. D = docenti; S = studenti**

**Types of environments and analyses carried out in the BRiC INAIL 2019 ID 14. D = teachers; S = students**

|                      | scenario             | Mis. amb. non occ. | Mis. amb. occ. | Mis. paes. sonoro | sforzo vocale | Questionari |
|----------------------|----------------------|--------------------|----------------|-------------------|---------------|-------------|
| scuola dell'infanzia | S1 aula              | o                  | o              |                   | D             | D           |
|                      | S2 lab.              | o                  | o              |                   |               | D           |
|                      | S3 aula magna poliv. | o                  | o              |                   |               | D           |
|                      | S4 pal.              | o                  | o              |                   | D             | D           |
|                      | S5 spazio com.       | o                  | o              |                   |               |             |
|                      | S6 refett.           | o                  | o              |                   |               |             |
|                      | S7 spazio est.       | o                  |                | o                 |               | D           |
| scuola primaria      | S1 aula              | o                  | o              |                   | D             | S + D       |
|                      | S2 lab.              | o                  | o              |                   |               | S + D       |
|                      | S3 aula magna poliv. | o                  | o              |                   |               | S + V       |
|                      | S4 pal.              | o                  | o              |                   | D             | S + D       |
|                      | S5 spazio com.       | o                  | o              |                   |               | S           |
|                      | S6 refett.           | o                  | o              |                   |               | S           |
|                      | S7 spazio esterno    | o                  |                | o                 |               | S + D       |
| scuola secondaria    | S1 aula              | o                  | o              |                   | D             | S + D       |
|                      | S2 lab.              | o                  | o              |                   |               | S + D       |
|                      | S3 aula magna poliv. | o                  | o              |                   |               | S + D       |
|                      | S4 pal.              | o                  | o              |                   | D             | S + D       |
|                      | S5 spazio com.       | o                  | o              |                   |               | S           |
|                      | S6 refett.           | o                  | o              |                   |               | S           |
|                      | S7 spazio esterno    | o                  |                | o                 |               | S + D       |

In estrema sintesi gli ambiti di ricerca si possono così elencare:

1. Aspetti forensi di danno e di responsabilità derivanti da fattispecie e casistiche non uditive in ambito civile, penale e di diritto del lavoro.
2. Completamento dell'analisi post-pandemia negli edifici scolastici considerando l'esposizione al rumore e gli effetti su comportamento degli allievi e reazioni dei docenti.
3. Applicazione e adattamento del protocollo d'indagine definito per gli spazi didattici agli edifici universitari che presentano caratteristiche e dimensioni differenti.
4. Definizione delle problematiche di rumore e degli effetti non uditivi negli ambienti ospedalieri dove è crescente l'interesse per la qualità acustica e per il comfort come elemento di cura e di performance delle equipe mediche [3].

5. Aspetti clinici ed epidemiologici intesi anche come controllo del rischio di infortuni correlati alla rumorosità degli ambienti.
6. Esposizione lavorativa al rumore e declino cognitivo allo scopo di integrare le scarse evidenze sperimentali sull'eventuale effetto di mediazione/moderazione dell'esposizione nel corso della vita lavorativa sulla relazione tra età, riserva neuronale e funzionamento cognitivo [4].

In Tab. 2 sono descritti gli obiettivi e le tipologie di ambienti analizzati nell'ambito del BRiC 2024.

**Tab. 2 – Obiettivi e ambienti che saranno analizzati nel BRiC INAIL 2024 ID 07**

**Objectives and environments to be analysed in BRiC INAIL 2024 ID 07**

| Obiettivo                                                                                        | Descrizione                                                                                                                                                                                                                   |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Obiettivo specifico 1<br><b>Aspetti forensi</b>                                                  | Definizione degli aspetti di danno e di responsabilità derivanti da problematiche di rumore che generano effetti extra-uditivi.                                                                                               |
| Obiettivo specifico 2<br><b>Ambienti scolastici</b>                                              | Revisione e implementazione del protocollo di indagine definito nel Progetto BRIC INAIL 2019 ID 14. Applicazione del protocollo a ulteriori casi studio.                                                                      |
| Obiettivo specifico 3<br><b>Ambienti universitari</b>                                            | Implementazione di un protocollo di indagine agli atenei e analisi di casi studio.                                                                                                                                            |
| Obiettivo specifico 4<br><b>Ambienti ospedalieri</b>                                             | Implementazione di un protocollo di indagine agli ambienti ospedalieri e analisi di casi studio.                                                                                                                              |
| Obiettivo specifico 5<br><b>Indagine su disturbi vocali</b>                                      | Indagine sui disturbi della voce riconosciuti come conseguenza di lavoro caratterizzato da sforzi vocali prolungati in ambienti spesso non acusticamente adeguati (indagine svolte negli ambienti scolastici e universitari). |
| Obiettivo specifico 6<br><b>Esposizione lavorativa al rumore e declino cognitivo</b>             | Studio di evidenze che associano il rumore a cardiopatia ischemica, ictus, disturbi metabolici e disfunzioni cognitive, sostenendo che esso possa aumentare il rischio di demenza.                                            |
| Obiettivo specifico 7<br><b>Database degli ambienti scolastici</b>                               | Creazione di database di dati nazionali oggettivi e soggettivi relativi all'acustica negli ambienti scolastici.                                                                                                               |
| Obiettivo specifico 8<br><b>Database di pazienti con sviluppo di declino cognitivo e demenza</b> | Creazione di un database contenente dati sperimentali da studi nazionali ed internazionali sulla relazione tra esposizione lavorativa cronica al rumore e rischio di sviluppare declino cognitivo e demenza.                  |

L'analisi sugli aspetti forensi sarà coordinata in questo nuovo BRiC dal Politecnico di Torino per gli scenari di contenzioso e dal Dipartimento di Medicina Sperimentale e Clinica dell'Università di Firenze per la valutazione dei danni biologici e l'iter medico legale.

L'analisi sugli ambienti scolastici, che comprenderà il completamento delle analisi effettuate nel precedente BRiC sarà coordinata dal Centro Interuniversitario CIRIAF – Università degli Studi di Perugia per l'ampliamento del campione di scuole analizzate e la definizione delle linee guida e dall'Università per Stranieri di Perugia per le valutazioni sugli allievi DSA e le misure di soundscape.

Nel nuovo BRiC il campione di edifici scolastici analizzati sarà ampliato includendo, oltre alle scuole dell'infanzia, primarie e secondarie già considerate, una scuola localizzata in prossimità di infrastrutture di trasporto stradale, una scuola ospitata in edificio storico e una scuola di nuova realizzazione progettata secondo i Criteri Ambientali Minimi (CAM). In ciascun edificio scolastico saranno individuati, ove presenti, differenti scenari funzionali rappresentativi delle attività svolte (aula didattica, laboratorio, aula magna, palestra, spazio comune, refettorio, spazio esterno). Per ciascuno scenario saranno effettuate misure dei principali indicatori acustici, comprendenti, a titolo esemplificativo, il clima acustico esterno, l'isolamento acustico di facciata, i livelli di rumore ambientale, la rumorosità proveniente dagli ambienti adiacenti, il rumore degli impianti, il tempo di riverberazione e i Room Criteria. Le misure saranno condotte sia in ambienti non occupati sia in ambienti occupati e saranno integrate da valutazioni dello sforzo vocale dei docenti durante l'attività didattica. Verranno anche svolte misure in ambienti non occupati nei quali saranno installate superfici fonoassorbenti per verificare la sensibilità dell'ambiente alle variazioni di assorbimento complessivo e quindi alla presenza in aula di numerosità diverse di studenti.

Parallelamente, agli studenti delle scuole primarie, secondarie di primo e secondo grado e ai docenti di tutte le scuole coinvolte saranno somministrati questionari finalizzati alla raccolta di valutazioni soggettive relative agli aspetti acustici, psicologici e al benessere ambientale complessivo, includendo anche la percezione e il livello di soddisfazione rispetto alle condizioni termo-igrometriche, alla qualità dell'aria e ad altri fattori ambientali indoor.

L'analisi sugli edifici universitari sarà coordinata dall'Università per Stranieri di Perugia, che adatterà i questionari del precedente progetto BRIC per renderli adeguati a studenti universitari, anche internazionali e con DSA. Le aule universitarie oggetto di misurazioni acustiche saranno perlopiù localizzate in edifici storici, con dimensioni e materiali rappresentativi di molta edilizia universitaria. Saranno misurati gli stessi indicatori acustici delle aule scolastiche; anche in questo caso le misure saranno condotte sia in ambienti non occupati sia in ambienti occupati e saranno integrate da valutazioni dello sforzo vocale dei docenti durante l'attività didattica.

L'analisi sugli edifici ospedalieri sarà coordinata dal Dipartimento di Architettura dell'Università di Firenze che individuerà i layout ricorrenti e le aree acusticamente significative negli ospedali, la definizione del protocollo di indagine e delle linee guida. Per completare queste analisi sono stati individuati numerosi ambienti campione nell'ospedale Cisanello dell'Azienda Ospedaliera Universitaria di Pisa, e negli Istituti di Ricovero e Cura a Carattere Scientifico Don Gnocchi di Firenze e Santa Lucia di Roma. Le indagini comprenderanno sia misure ambientali su medio e lungo periodo in vari ambienti, che misure di parametri acustici e biologici su diversi operatori sanitari che somministrazione di questionari ed interviste agli stessi operatori.

L'analisi sui disturbi vocali degli insegnanti di scuole di vario ordine sarà coordinata dal Centro interuniversitario CIRIAF

che amplierà il campione di docenti e studenti rispetto al precedente BRIC, valuterà l'influenza su altri domini ed effettuerà la valutazione clinica dei soggetti indagati.

L'analisi sull'esposizione lavorativa al rumore e sul declino cognitivo, con conseguente creazione di un database di dati nazionali ed internazionali, sarà coordinata dalla fondazione Santa Lucia – IRCCS e comprenderà il reclutamento di soggetti con invecchiamento fisiologico e pazienti affetti da declino cognitivo e demenza lieve, la raccolta dati anamnestici e di esposizione al rumore, un esame dell'acuità uditiva, l'inquadramento diagnostico attraverso una valutazione cognitiva e funzionale, ed una risonanza magnetica ad alto campo per la quantificazione di aspetti formali dell'encefalo. L'analisi statistica e l'elaborazione di un report descrittivo permetteranno una valutazione preliminare del rischio di sviluppare declino cognitivo/demenza a seguito dell'esposizione cronica al rumore in ambiente lavorativo e dell'eventuale effetto di mediazione della perdita di sensibilità uditiva nella relazione oggetto di studio.

La definizione del database di dati nazionali oggettivi e soggettivi relativi all'acustica negli ambienti scolastici sarà coordinata dal Politecnico di Torino che effettuerà anche un'analisi statistica dei dati raccolti con conseguente valutazione del rischio per insegnanti e studenti.

La creazione di un database di dati sperimentali (derivati dallo studio effettuato e dalla letteratura internazionale) sugli effetti diretti ed indiretti dell'esposizione al rumore in ambiente lavorativo sulla funzionalità cognitiva e cerebrale sarà coordinata dall'IRCCS Fondazione Santa Lucia. I dati aggregati esprimeranno la dimensione dell'effetto permettendo una preliminare quantificazione dell'impatto dell'esposizione lavorativa al rumore sulle capacità funzionali e sulla struttura/funzione cerebrale.

## 4 | Conclusioni e prospettive

La ricerca, al termine dei due anni previsti dal progetto, consentirà di mettere a punto le linee guida INAIL per il miglioramento della qualità acustica degli spazi scolastici, universitari e ospedalieri con azioni e interventi volti a ridurre i livelli di rischio sul personale e di elaborare un data base di dati acustici riferiti a varie tipologie di ambienti continuamente aggiornabili e disponibili sul web.

Relativamente agli aspetti forensi si prevede di inserire nel volume delle linee guida un capitolo che costituisca un riferimento per la definizione e la quantificazione in ambito forense dell'entità del danno non uditivo da esposizione al rumore.

Relativamente agli effetti del rumore negli edifici scolastici e universitari verrà elaborata una banca dati di misure acustiche ambientali e di sforzo vocale con la correlazione con i livelli di rumorosità ed i parametri acustico-architettonici delle aule e verrà elaborato un capitolo delle linee guida per la progettazione di interventi di correzione acustica e per gli interventi di miglioramento organizzativo e comportamentale che possono ridurre l'esposizione al rumore.

In merito agli ambienti ospedalieri verrà elaborato un capitolo delle linee guida per la valutazione e il controllo della rumorosità interna degli ambienti ospedalieri. La ricerca consentirà anche di fornire contributi importanti in sede di normazione nazionale (UNI) per la stesura della norma UNI 11532-4 sulle caratteristiche acustiche interne ed i relativi valori limite degli ambienti ospedalieri.

Relativamente agli aspetti clinici ed epidemiologici si prevede l'elaborazione di un metodo di valutazione e gestione degli effetti extra-uditivi derivanti dal rumore e di accertamento dei possibili danni alla salute.

Infine, in merito allo studio dell'esposizione lavorativa al rumore ed alla sua relazione con il declino cognitivo, si prevede la creazione di una banca dati relativa alla relazione tra l'esposizione al rumore e la funzionalità cognitiva e cerebrale, con l'elaborazione di un capitolo specifico nelle linee guida.

## Conclusions and expectations

At the end of the two years planned for the project, the research will produce the INAIL guidelines for improving the acoustic quality of school, university and hospital spaces with actions and interventions aimed at reducing risk levels for staff and developing a database of acoustic data relating to various types of environments that can be continuously updated and made available on the web.

About forensic aspects, a chapter of the guidelines will be produced that will be a reference for the definition and quantification in the forensic field of the extent of non-auditory damage caused by exposure to noise.

With regard to the effects of noise in school and university buildings, a database of environmental acoustic measurements and vocal effort will be developed, correlating noise levels and the acoustic-architectural parameters of classrooms, and a chapter of the guidelines will be developed for the design of acoustic correction measures and for organizational and behavioral improvements that can reduce noise exposure.

Regarding hospital environments, a chapter of the guidelines for the assessment and control of internal noise in hospital environments will be developed. The research will also provide important contributions to the upcoming national standard UNI 11532-4 standard on internal acoustic characteristics.

With regard to clinical and epidemiological aspects, a method will be developed for assessing and managing the extra-auditory effects of noise and for determining possible damage to health.

Finally, regarding the study of occupational exposure to noise and its relationship with cognitive decline, a database on noise exposure will be created, with the development of a specific chapter in the guidelines.

## Ringraziamenti

Si ringrazia primariamente il dipartimento di medicina, epidemiologia, igiene del lavoro e ambientale di INAIL per il finanziamento della ricerca e per il contributo allo sviluppo della ricerca stessa.

Si ringraziano inoltre tutte le scuole, le università e gli ospedali che partecipano alla ricerca rendendo possibile lo svolgimento delle indagini sugli ambienti e sugli operatori.



Si ringraziano infine tutte le aziende sponsor del progetto per la fornitura di materiali, strumentazione e know-how per il migliore esito delle sperimentazioni.

## Bibliografia

- [1] Cotana F. et al., Extra-Auditory Effects from Noise Exposure in Schools: Results of Nine Italian Case Studies, *Acoustics*, 2023, 5(1), pp. 216–24, DOI: 10.3390/acoustics5010013
- [2] Asdrubali F. et al, Un'applicazione di design acustico all'interno di ambienti scolastici, *Rivista Italiana di Acustica*, v. 49, n. 2, 2025, DOI: 10.3280/ria2-2025oa18517
- [3] Secchi S., Setola N., Marzi L., Amodeo V., Analysis of the Acoustic Comfort in Hospital: The Case of Maternity Rooms, (2022) *Buildings*, 12 (8), DOI: 10.3390/buildings12081117
- [4] Livingston, Gill et al. "Dementia prevention, intervention, and care: 2024 report of the Lancet standing Commission" *The Lancet*, Volume 404, Issue 10452, 572-628

# Rivista Italiana di Acustica

*Semestrale di diffusione scientifica e tecnica*

## EDITORIALE/EDITORIAL

Prospettive future: verso la ricerca dei giovani  
*Pompoli et al.*

## ARTICOLI SCIENTIFICI/SCIENTIFIC PAPERS

The acoustical design and modelling of a subwavelength hexagonal acoustic metamaterial for multipurpose use and potential building applications  
*Ramos et al.*

Barriera acustica a Cristalli Sonici a doppio regime basata su dispersori asimmetrici multirisonanti  
*Ramírez-Solana et al.*

Impatto degli stressori ambientali su cognizione e percezione del paesaggio sonoro: un'analisi preliminare delle differenze legate all'età  
*Pellegatti et al.*

Preliminary analysis of an *in-situ* measurement system for normal-incidence absorption coefficient using a microphone array  
*Bonfiglio et al.*

Analisi sperimentale della qualità acustica e del rumore impiantistico in due aule universitarie  
*Mondello et al.*

Comparing soundscape perception in-field and in laboratory: a two-site study in Turin, Italy  
*Dell'Anna et al.*

## NOTE TECNICHE/TECHNICAL NOTES

Cabin noise reduction: an integrated approach for agricultural tractors  
*Polastrì et al.*

Requisiti acustici secondo DPCM 05/12/97 e confronto con classificazione acustica secondo UNI 11367: il caso studio di un edificio terziario  
*Bergero et al.*

## VITA DELL'ASSOCIAZIONE/LIFE OF THE ASSOCIATION

Resoconto del convegno "IL SUONO DELLE IDEE, tributo al Prof. Ing. Angelo Farina"  
*Fausti*

Resoconto del convegno "Trent'anni della Legge Quadro sull'inquinamento acustico: bilancio e prospettive"  
*Fausti et al.*

## PROGETTI DI RICERCA IN ACUSTICA/ACOUSTICS RESEARCH PROJECTS

Effetti non uditi dell'esposizione al rumore e controllo del rischio di infortuni correlati: obiettivi del progetto BRIC Inail 2024 ID-7  
*Astolfi et al.*

 **FrancoAngeli**  
La passione per le conoscenze

**Edizione fuori commercio**  
R9504.2026.1

ISSNe 2385-2615