



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo**

**RODOLFO THOMAZELLI**

**ABSORÇÃO SONORA DE BAIXAS FREQUÊNCIAS**  
**Proposta de absorvedor de Helmholtz variável**

**CAMPINAS**

2019

**RODOLFO THOMAZELLI**

# **ABSORÇÃO SONORA DE BAIXAS FREQUÊNCIAS**

## **Proposta de absorvedor de Helmholtz variável**

Tese de Doutorado apresentada a Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Unicamp, para obtenção do título de Doutor em Engenharia Civil, na área de Construção.

**Orientadora: Profa. Dra. Stelamaris Rolla Bertoli**

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO RODOLFO THOMAZELLI E ORIENTADO PELA PROFA. DRA. STELAMARIS ROLLA BERTOLI.

**CAMPINAS**

**2019**

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

Thomazelli, Rodolfo, 1984-  
T368a Absorção sonora de baixas frequências : proposta de absorvedor de  
Helmholtz variável / Rodolfo Thomazelli. – Campinas, SP : [s.n.], 2019.

Orientador: Stelamaris Rolla Bertoli.  
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de  
Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo.

1. Acústica. I. Bertoli, Stelamaris Rolla, 1958-. II. Universidade Estadual de  
Campinas. Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Low frequency sound absorption : a tunable Helmholtz absorber  
proposal

**Palavras-chave em inglês:**

Acoustics

**Área de concentração:** Construção

**Titulação:** Doutor em Engenharia Civil

**Banca examinadora:**

Stelamaris Rolla Bertoli [Orientador]

Bruno Sanches Masiero

José Maria Campos dos Santos

Gustavo da Silva Vieira de Melo

Erasmio Felipe Vergara Miranda

**Data de defesa:** 27-02-2019

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Civil

**Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)**

- ORCID do autor: <http://orcid.org/0000-0002-9958-205X>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/9373349905957290>

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E  
URBANISMO**

**ABSORÇÃO SONORA DE BAIXAS FREQUÊNCIAS**  
**Proposta de absorvedor de Helmholtz variável**

**Rodolfo Thomazelli**

**Tese de Doutorado aprovada pela Banca Examinadora, constituída por:**

Profa. Dra. Stelamaris Rolla Bertoli  
**Presidente e Orientadora / FEC/UNICAMP**

Prof. Dr. Bruno Sanches Masiero  
**FEEC/UNICAMP**

Prof. Dr. José Maria Campos dos Santos  
**FEM/UNICAMP**

Prof. Dr. Gustavo da Silva Vieira de Melo  
**Universidade Federal do Pará**

Prof. Dr. Erasmo Felipe Vergara Miranda  
**Universidade Federal de Santa Catarina**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no SIGA/Sistema de Fluxo de Dissertação/Tese e na Secretaria do Programa da Unidade.

Campinas, 27 de fevereiro de 2019



# AGRADECIMENTOS

Agradeço à(o)s pesquisadore(a)s Albano Neves e Souza, Bruno Masiero, Giovanna Zannoni, José Maria Campos, Jugurta Montalvão, Matthias Brennwald, Ricardo Patraquim, Rob Oldfield e Vinicius Dias de Lima, e em especial aos pesquisadores e amigos Guilherme Orelli Paiva, Igor Alencar Vellame e Nicolao Cerqueira Lima, todo(a)s pela ajuda com questões técnicas e teóricas fundamentais para o desenvolvimento da pesquisa;

Aos amigos Felipe Viégas, que expressou na língua inglesa o artigo referente à pesquisa – tradução fundamental para o aceite, e Raoni Franco, que me acudiu com a edição dos retratos utilizados no texto; à Gustavo Ferreira de Mattos, cujo trabalho de iniciação científica rendeu boas prosas sobre o absorvedor de Helmholtz; à(o)s funcionário(a)s da faculdade, por todo auxílio prestado no cotidiano acadêmico, em especial aos colegas Edimilson Correia e Saul Lima da Silva, pelos frequentes e necessários cinco minutos de reflexões sobre ócio e plantas, respectivamente, e Eduardo Estevam da Silva, pelo poder de desintrincar as burocracias típicas da academia;

À(o)s amiga(o)s e companheira(o)s de laboratório Gabriel Mello Silva, Ítalo Montalvão, Rafaella Estevão da Rocha e Thais Zenerato, pelos anos de convivência harmoniosa e de discussões produtivas sobre a vida, o universo, a acústica e tudo o mais; à minha família, que incentivou minha caminhada nesse estradão, em especial à minha mãe Maria Helena Biagioni Thomazelli, por ter me amparado em todo percurso, e à minha companheira e amiga Thaisa Aluani, que de uma forma ou de outra e por todo momento me acompanhou e auxiliou nas encruzilhadas da lida.

Meus agradecimentos mais do que especiais vão para o amigo, companheiro de laboratório e grande entusiasta da acústica Alexandre Maiorino, que magistralmente me acudiu em absolutamente todas as etapas da pesquisa; e para a querida e genial orientadora Stelamaris Bertoli, por ter incentivado, viabilizado e cooperado com o trabalho, por todos os ensinamentos, e por transmitir calma e confiança que reconfortam qualquer sentimento de amargura acadêmica.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

## RESUMO

No comportamento acústico de salas está presente, como em qualquer espaço enclausurado, o fenômeno das ondas estacionárias, também conhecidas por modos acústicos. Quando em salas pequenas (volumes inferiores a  $60 \text{ m}^3$ ), esse fenômeno produz heterogeneidades espectral e espacial suficientes para desqualificar a acústica do ambiente, principalmente nas primeiras oitavas do espectro audível (25 a 280 Hz, aproximadamente). A alternativa mais adequada para contornar este problema é a implementação de absorção sonora, para a qual destaca-se o absorvedor de Helmholtz, dispositivo cuja produção e instalação são simples e de baixo custo. Esse tipo de absorvedor atua em faixas estreitas do espectro, com valores que dependem da respectiva configuração geométrica. O campo modal, por sua vez, possui uma gama de frequências que depende da geometria da sala onde foi formado. Dessa forma, para se controlar os modos acústicos via absorvedor de Helmholtz, são necessários dispositivos de variadas configurações, cada qual projetado para atuar em uma frequência específica do campo modal relativo à sala de aplicação. Julga-se que tal especificidade poderia ser minimizada com o desenvolvimento de uma solução variável, passível de sofrer ajustes nas configurações e, conseqüentemente, modificar a frequência de atuação perante a demanda. A presente pesquisa tem como objetivo testar essa hipótese. Estudos teóricos e experimentais foram conduzidos para caracterizar o absorvedor de Helmholtz na faixa de frequência desejada. Mostrou-se que, ao variar dois dos cinco parâmetros do sistema que são passíveis de modificações, é possível obter configurações do absorvedor que apresentam absorção sintonizada ao longo da faixa de interesse com magnitude elevada (coeficientes de absorção sonora em torno de 0.7). Dos resultados obtidos, foi desenvolvida uma proposta de absorvedor de Helmholtz variável para ser aplicado no controle modal de salas pequenas.

**palavras-chave:** acústica de salas, controle modal de salas, absorção sonora de baixas frequências, absorvedor de Helmholtz, absorvedor de Helmholtz variável

# ABSTRACT

As in any enclosed space, the phenomenon of stationary sound waves, also known as acoustic modes, is observed in the acoustic behavior of rooms. In the case of rooms with volumes less than  $60 \text{ m}^3$  (small rooms), this phenomenon produces spectral and spatial heterogeneities enough to disqualify the acoustics of the environment, especially for the first octaves of the audible spectrum (25 to 280 Hz, approximately). The most adequate alternative to control this problem is the implementation of sound absorption, to which stands out the Helmholtz absorber, a device whose production and installation are simple and of low cost. This type of absorber acts in narrow bands of the spectrum, tuned according to the respective geometric configuration. On other hand, the frequency range of the modal field depends on the geometry of the room where it was generated. Thus, to control the acoustic modes via the Helmholtz absorber, devices of various configurations are required, each one designed to operate at a specific frequency of the modal field relative to the application room. It is judged that such specificity could be minimized by the development of a single solution that allows variations in the respective configuration, thus being able to be tuned according to the needs. The present research aims to test this hypothesis. Theoretical and experimental studies were conducted to characterize the Helmholtz absorber in the desired frequency range. It has been shown that it is possible to obtain absorber configurations tuned over the range of interest with high magnitude (sound absorption coefficients around 0.7) by varying two of the five parameters of the system that are amenable to modification. From the results, a proposal of variable Helmholtz absorber was developed to be applied in the modal control of small rooms.

**keywords:** room acoustics, room modes control, low frequency sound absorption,  
Helmholtz absorber, tunable Helmholtz absorber

---

# Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>Comportamento e controle dos modos acústicos</b>	<b>14</b>
2.1	Modos acústicos . . . . .	14
2.1.1	Frequência dos modos acústicos . . . . .	15
2.1.2	Densidade Modal . . . . .	17
2.1.3	Comportamento modal em salas pequenas . . . . .	19
2.2	Controle de modos acústicos . . . . .	22
2.2.1	Vias geométricas — proporções entre dimensões . . . . .	23
2.2.2	Vias geométricas — paredes inclinadas . . . . .	24
2.2.3	Posicionamento do par fonte/receptor . . . . .	25
2.3	Absorção sonora de baixas frequências . . . . .	26
2.3.1	Absorvedores resistivos . . . . .	26
2.3.2	Absorvedores ressonantes . . . . .	27
2.3.3	Absorvedores ativos . . . . .	29
2.3.4	Variações e sistemas combinados . . . . .	30
2.3.5	Meta-absorvedores . . . . .	31
2.3.6	Sistemas variáveis . . . . .	32
<b>3</b>	<b>Absorvedor de Helmholtz</b>	<b>36</b>
3.1	Apresentação do sistema e definição dos termos . . . . .	36
3.2	Formulação teórica . . . . .	38
3.2.1	Ressonador de Helmholtz . . . . .	38
3.2.2	Absorvedor de Helmholtz . . . . .	41
3.3	Desempenho acústico . . . . .	47

3.4	Aplicação em salas pequenas . . . . .	53
3.5	Absorvedor de Helmholtz variável . . . . .	57
<b>4</b>	<b>Métodos experimentais para caracterização acústica de absorvedores</b>	<b>58</b>
4.1	Características dos métodos . . . . .	58
4.2	Tubo de impedância . . . . .	60
4.2.1	Fundamentação teórica . . . . .	60
4.2.2	Requisitos técnicos . . . . .	62
4.3	Metodologia da pesquisa . . . . .	64
<b>5</b>	<b>Construção e adequação do tubo de impedância</b>	<b>67</b>
5.1	Montagem do aparato . . . . .	67
5.1.1	Estrutura e dimensões . . . . .	67
5.1.2	Microfones . . . . .	70
5.1.3	Caixa acústica . . . . .	71
5.1.4	Cavidade de amostra . . . . .	72
5.1.5	Sistema eletroacústico . . . . .	73
5.2	Aplicativo e rotina computacional . . . . .	74
5.3	Ajustes e adaptações . . . . .	75
5.3.1	Microfones . . . . .	75
5.3.2	Caixa acústica e cavidade de amostra . . . . .	76
5.4	Pré-teste . . . . .	80
5.5	Estimativa de erros . . . . .	81
<b>6</b>	<b>Investigação experimental do absorvedor de Helmholtz</b>	<b>85</b>
6.1	Amostras . . . . .	85
6.1.1	Anteparo rígido e cavidade de ar . . . . .	86
6.1.2	Placa perfurada . . . . .	87
6.1.3	Placas de material resistivo . . . . .	93
6.2	Investigação experimental . . . . .	94
6.2.1	Cavidade de ar de 85 mm . . . . .	95
6.2.2	Cavidade de ar de 287 mm . . . . .	101
6.2.3	Cavidades de ar alternativas . . . . .	107
6.3	Comparativo teórico-experimental . . . . .	111

6.4	Discussões adicionais . . . . .	115
<b>7</b>	<b>Proposta de absorvedor de Helmholtz variável</b>	<b>119</b>
7.1	Definição do absorvedor . . . . .	119
7.1.1	Seleção de configurações e arranjos . . . . .	120
7.1.2	Partes do sistema e montagem . . . . .	123
7.2	Aplicação em salas pequenas . . . . .	128
7.3	Comparativo entre propostas . . . . .	131
7.4	Considerações gerais . . . . .	134
<b>8</b>	<b>Conclusões e trabalhos futuros</b>	<b>137</b>
	<b>Apêndice A Frequências dos modos acústicos</b>	<b>143</b>
	<b>Apêndice B Rotinas computacionais para análises teóricas</b>	<b>147</b>
	<b>Apêndice C Rotina computacional para o método experimental</b>	<b>151</b>

# Capítulo 1

## Introdução

Na construção ou adaptação de salas destinadas à criação, prática e apreciação fonográficas, recomenda-se proceder de forma a garantir qualidade acústica. Para tal, toma-se como primeiro passo a definição das características geométricas da sala, cujas dimensões e forma definem a base do respectivo comportamento acústico. Certas situações, porém, impõem limitações que podem comprometer a otimização do processo. É o caso enfrentado pelo público que, por questões espaciais ou financeiras, dispõe de ambientes reduzidos para os fins fonográficos. É comum, portanto, a demanda de adequação acústica de salas pequenas (volumes inferiores a  $60 \text{ m}^3$ ), nas quais presenciam-se fenômenos acústicos potencialmente problemáticos (WANKLING; FAZENDA, 2008) (OSMAN, 2010) (SKÅLEVIK, 2011b) (SUMBATYAN; LANNIE; ZAMPOLI, 2016).

Como em qualquer espaço enclausurado, o comportamento acústico de salas conta com fenômenos consequentes da interferência entre as ondas que se propagam no meio. Certas interferências podem criar regimes estacionários de energia, denominados *modos acústicos*. Especificamente, o campo modal formado em salas pequenas apresenta máximos e mínimos de pressão sonora separados em espaço e frequência, caracterizando uma heterogeneidade nas primeiras oitavas do espectro audível (de 20 a 300 Hz, aproximadamente), heterogeneidade essa que compromete a qualidade acústica do ambiente.

Existem diversas alternativas para o controle dos modos acústicos, que podem se basear na adequação geométrica da sala, no posicionamento do par fonte-receptor, e na absorção sonora de baixas frequências (EVEREST; POHLMANN, 2009). Dentre essas alternativas, destaca-se, pela eficiência, praticidade e acessibilidade, a absorção sonora via aplicação do absorvedor de Helmholtz. Constituído basicamente de uma cavidade de ar

limitada por uma placa perfurada e um anteparo rígido, esse tipo de absorvedor apresenta a desvantagem de atuar em faixas estreitas de frequência, implicando na demanda de uma série de configurações para o controle da gama de frequências modais presenciadas em salas pequenas (COX; D'ANTONIO, 2006).

Verifica-se na literatura um número significativo de trabalhos que buscam a otimização do absorvedor de Helmholtz, principalmente por meio do aumento da faixa de atuação (TAO; JING; QIU, 2014) (LI; CHANG; LIU, 2016). Por outro lado, as propostas em geral não contemplam concomitantemente a praticidade, acessibilidade e atendimento às exigências acústicas de salas pequenas. Nesse sentido, um absorvedor capaz de variar sua frequência de atuação perante a demanda se configura como uma alternativa promissora. Esse tipo de solução variável foi proposto e estudado por meio de modelos matemáticos (SOUZA; PATRAQUIM, 2012), sendo que investigações experimentais acerca do tema formam lacunas cujo preenchimento julga-se relevante, o que motivou a presente pesquisa. Para a qual, delineia-se como objetivo geral o desenvolvimento de uma proposta de absorvedor de Helmholtz variável apto a atuar como solução prática e acessível dos problemas modais presenciados em salas pequenas. As etapas para atingi-lo configuram os objetivos específicos da pesquisa, listados a seguir:

- investigar por meio de modelos teóricos o comportamento modal de salas pequenas e o comportamento acústico do absorvedor de Helmholtz em suas variadas configurações;
- construir um tubo de impedância apto a receber amostras do absorvedor de Helmholtz e a executar ensaios na faixa de frequência de interesse;
- investigar experimentalmente o comportamento acústico do absorvedor de Helmholtz em suas variadas configurações.



## Descrição dos capítulos

Este trabalho está dividido em nove capítulos contando com a presente introdução. No capítulo 2 desenvolve-se sobre o problema geral, que é o comportamento acústico de salas pequenas. Para tal, os fenômenos físicos que o governam e as propostas de solução encontradas na literatura são apresentados e discutidos, contemplando assim um panorama geral do estado da arte. O capítulo 3 trata da solução particular que configura o objeto da pesquisa — o absorvedor de Helmholtz. As características da solução são descritas em detalhes, e os resultados obtidos com a investigação teórica conduzida para diversas configurações do sistema são expostos e discutidos. No capítulo 4 são apresentados os métodos destinados à caracterização experimental de absorvedores acústicos, sendo que a opção adotada para a presente pesquisa é justificada e descrita em detalhes. As etapas da construção e a adequação do aparato referente ao método adotado são apresentadas no capítulo 5, no qual discutem-se também as incertezas estimadas para o processo experimental. O capítulo 6 é dedicado à investigação experimental, no qual são apresentadas as amostras e os resultados com elas obtidos. Tais resultados formaram a base do projeto do absorvedor de Helmholtz variável, proposto e discutido no capítulo 7. Por fim, no capítulo 8 são desenvolvidas as conclusões obtidas com a pesquisa, perante as quais sugere-se uma continuidade para o trabalho.

## Capítulo 2

# Comportamento e controle dos modos acústicos

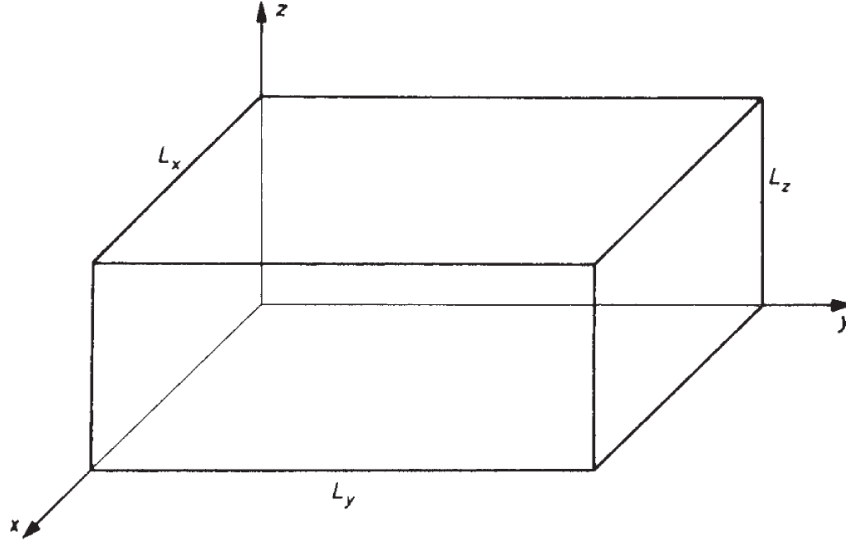
Neste capítulo são expostos os fenômenos físicos que ditam o comportamento acústico de salas com volume entre 20 e 60 m<sup>3</sup>, denominadas no presente trabalho de “salas pequenas”. Mais especificamente, é discutido o comportamento modal tipicamente presenciado em tais ambientes, além dos consequentes problemas e as propostas para as respectivas soluções. Para tal, utiliza-se como base os trabalhos de Everest e Pohlmann (2009), Cox e D’Antonio (2006) e Kuttruff (2009). Nas seções que tratam do controle modal são feitas referências a trabalhos específicos, sendo exposto assim um panorama geral do estado da arte.

### 2.1 Modos acústicos

Quando se estuda o comportamento de ondas sonoras em ambientes enclausurados, deve-se levar em consideração os efeitos de interferência entre as ondas, já que as superfícies limitantes do ambiente provocam reflexões internas. A interferência entre as ondas pode ocasionar a formação de estados estacionários de pressão acústica, os chamados modos acústicos do ambiente (também conhecidos por ressonâncias, ondas estacionárias ou frequências naturais). Para o desenvolvimento do modelo físico que descreve tal comportamento, toma-se como exemplo uma sala retangular de paredes rígidas, com dimensões que se estendem de 0 a  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$  em cada direção dos eixos cartesianos, tal qual ilustra a Figura 2.1. Embora na prática não exista uma sala perfeitamente retangular, dentro das figuras geométricas simples o paralelepípedo é o que mais se assemelha às construções

usuais. Essa idealização, tal qual o pressuposto de paredes perfeitamente rígidas, são aproximações que facilitam a formulação do modelo e que ao mesmo tempo mantêm o potencial de descrição dos fenômenos envolvidos.

**Figura 2.1:** Representação de uma sala retangular com dimensões  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$ .



Fonte: Kuttruff (2009)

### 2.1.1 Frequência dos modos acústicos

O regime estacionário de pressão acústica pode ser descrito pela Equação 2.1, que é a equação diferencial de Helmholtz para coordenadas cartesianas (também chamada de equação de onda independente do tempo). Nela,  $p(x, y, z) = p_x(x) p_y(y) p_z(z)$  é a pressão local do ar, e  $k^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2$  é o número de onda – constante que determina a frequência espacial da onda.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + k^2 p = 0 \quad (2.1)$$

As extremidades da sala impõem condições de contorno à equação, já que a pressão do ar no limite do encontro com as paredes rígidas é máxima e não sofre variação. Para uma onda na direção  $x$ , portanto,  $dp_x/dx = 0$  para  $x = 0$  e  $x = L_x$ . Com isso, a solução da equação de Helmholtz é do tipo  $\cos(k_x x)$  e  $k_x$  assume valores  $n_x \pi / L_x$ , onde  $n_x$  é um número inteiro não-negativo. Sabendo que esse mesmo desenvolvimento se estende para as demais direções, pode-se escrever a Equação 2.2, que é o número de onda expresso em termos de números inteiros não-negativos em cada direção.

$$k_{n_x, n_y, n_z} = \pi \left[ \left( \frac{n_x}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{n_y}{L_y} \right)^2 + \left( \frac{n_z}{L_z} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

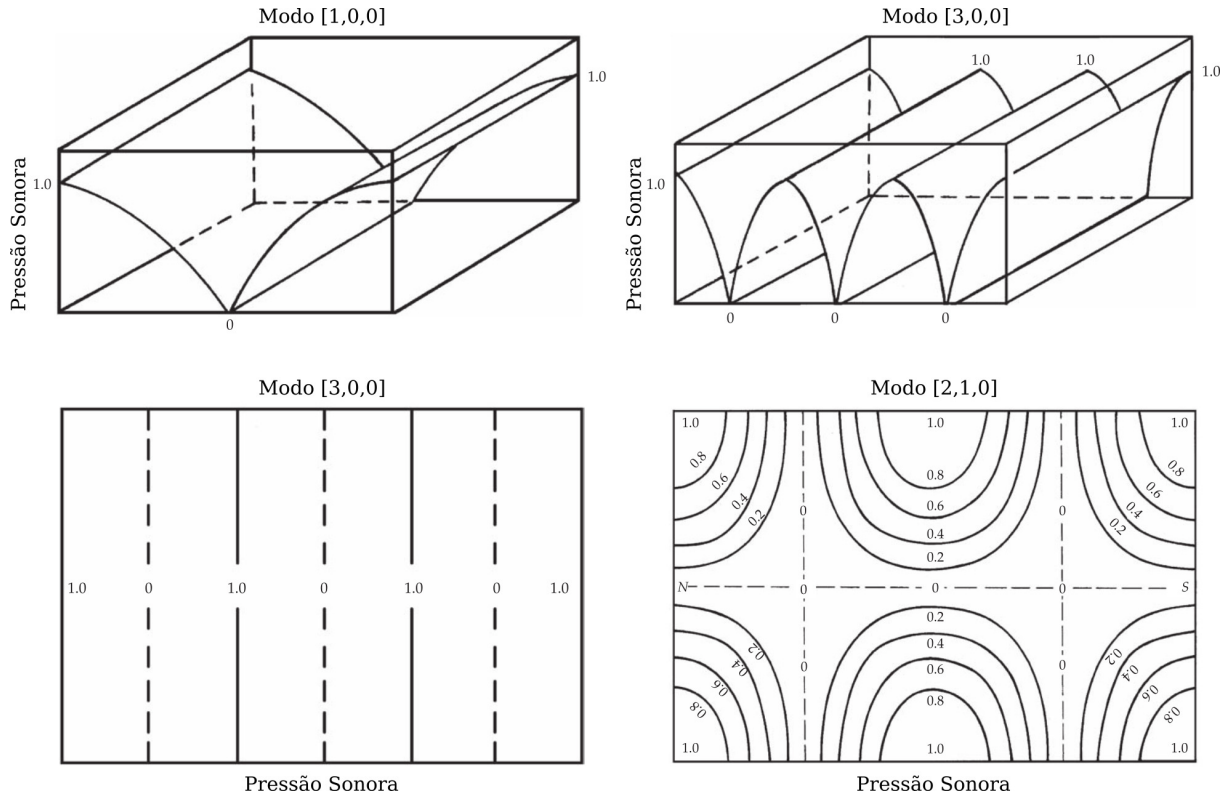
A frequência  $f$  de oscilação de uma onda pode ser relacionada com o seu número  $k$  de acordo com a expressão  $f = kc/2\pi$ , na qual  $c$  é a velocidade de descolamento da onda (velocidade do som). Com base nessa expressão e na Equação 2.2, pode-se obter a Equação 2.3, que fornece as frequências dos modos acústicos possíveis de serem formados em uma sala retangular de paredes rígidas.

$$f = \frac{c}{2} \sqrt{\left( \frac{n_x}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{n_y}{L_y} \right)^2 + \left( \frac{n_z}{L_z} \right)^2} \quad (2.3)$$

Nessa equação, os inteiros não-negativos  $n_x$ ,  $n_y$  e  $n_z$  determinam o tipo de modo cuja frequência está sendo calculada. Em uma sala como a exemplificada, três tipos de modos podem ser formados: o modo axial, resultante da interferência entre ondas refletidas perpendicularmente por superfícies paralelas opostas; o modo tangencial, resultante de interferências de ondas refletidas por quatro superfícies da sala (metade da energia do modo axial); e o modo oblíquo, resultante da interferência de ondas refletidas pelas seis superfícies da sala (um quarto da energia do modo axial). Ondas que oscilam em frequências modais apresentam maior energia acústica que todas as demais, independentemente do tipo de modo, o que as torna mais longas em duração (desde que não exista tratamento acústico específico).

Supondo que a maior dimensão da sala seja  $L_x$ , de acordo com a Equação 2.3 tem-se que a menor frequência modal dá-se para  $n_x = 1$  e  $n_y = n_z = 0$ , ou seja, o modo axial  $[1,0,0]$ . Tal frequência é dada por  $f = c/2L_x$  e é denominada a frequência do modo fundamental de tal direção. Para as mesmas condições, porém com o inteiro  $n_x = 2$ , tem-se a frequência do segundo modo axial na direção da maior dimensão (modo  $[2,0,0]$ ), e assim sucessivamente. Se dois dos inteiros são diferentes de zero, têm-se as frequências dos modos tangenciais. Por fim, com todos inteiros diferentes de zero, têm-se as frequências dos modos oblíquos. As ilustrações da Figura 2.2 representam as distribuições da pressão sonora em uma sala retangular de paredes rígidas, para a formação dos modos normais axiais  $[1,0,0]$  e  $[3,0,0]$  e o modo tangencial  $[2,1,0]$ , deixando evidente a dependência espacial dos máximos e mínimos de um estado estacionário.

**Figura 2.2:** Representação da distribuição da pressão sonora em uma sala retangular de paredes rígidas, para a formação dos modos  $[1,0,0]$  (noroeste - perspectiva),  $[3,0,0]$  (nordeste e sudoeste - perspectiva e vista superior, respectivamente) e  $[2,1,0]$  (sudeste - vista superior).



Adaptada de Everest e Pohlmann (2009)

### 2.1.2 Densidade Modal

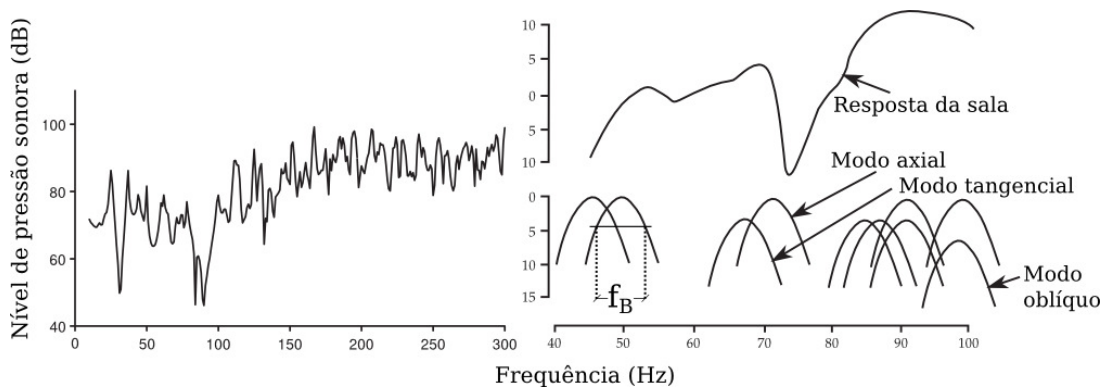
Com o intuito de se obter uma expressão para a densidade modal de uma sala retangular de paredes rígidas, pode-se partir de uma representação geométrica na qual os números de onda  $k_x$ ,  $k_y$  e  $k_z$  representam os eixos do plano cartesiano. Os valores de  $n\pi/L$  tornam-se, assim, planos equidistantes e ortogonais em cada direção, cujas interseções permitem representar indiretamente o número de modos  $N_f$  possíveis de serem formados em uma sala de volume  $V$  e área de superfície  $S$ , para a faixa de frequência que se estende de 0 a  $f$ , tal qual descreve a Equação 2.4.

$$N_f = \frac{4\pi}{3}V\left(\frac{f}{c}\right)^3 + \frac{\pi}{4}S\left(\frac{f}{c}\right)^2 + \frac{L}{8}\frac{f}{c} \quad (2.4)$$

O número de modos é, portanto, diretamente proporcional ao volume da sala e ao cubo da frequência. Ou seja, salas pequenas tendem a apresentar um campo acústico heterogêneo na região das baixas frequências, uma consequência da baixa densidade modal, tal qual exemplificam os gráficos da Figura 2.3. O gráfico da esquerda fornece a resposta

acústica espectral de uma sala pequena na faixa que se estende de 0 a 300 Hz. Nota-se que a distância entre os máximos e os mínimos da curva de nível de pressão sonora diminui com o aumento da frequência. O gráfico da direita fornece a resposta acústica de outra sala pequena, na faixa que se estende de 0 a 100 Hz. Nesse caso são representadas as curvas isoladas dos modos acústicos excitados, cuja união forma a resposta final. A largura de banda  $f_B$  de cada modo não é suficiente para homogenizar o campo acústico, já que a distância em frequência entre certos modos não permite suas sobreposições.  $f_B$  pode ser definida por  $2.2/T_{60}$ , onde  $T_{60}$  é o tempo necessário (em segundos) para que a energia acústica da respectiva frequência sofra um decréscimo de 60 dB (tempo de reverberação).

**Figura 2.3:** Exemplos de resposta em frequência de uma sala pequena.



Adaptada de Everest e Pohlmann (2009) e Cox e D'Antonio (2006)

Objetivamente, os limites que caracterizam uma sala pequena podem ser expressos de acordo com a Equação 2.5, proposta por Schroeder e Kuttruff (1962). A expressão define a frequência de corte (ou frequência de Schroeder) a partir da qual o espaçamento entre os modos se torna pequeno o suficiente para a resposta poder ser considerada homogênea. Ou seja, a partir da frequência de corte, a resposta da sala pode ser analisada por processos estatísticos. Para o caso, o volume  $V$  é expresso em metros cúbicos.

$$f_c = 2000 \sqrt{\frac{T_{60}}{V}} \quad (2.5)$$

Skålevik (2011a) comenta que a frequência de Schroeder não contempla todos os casos investigados experimentalmente. O autor constata que há salas onde as propriedades estatísticas podem ser observadas para frequências inclusive abaixo de  $0.5f_c$ <sup>1</sup>, o que o motivou a buscar um novo método de se estabelecer os limites entre o comportamento

<sup>1</sup>Para o presente texto, optou-se pelo ponto como separador decimal.

modal e o comportamento gaussiano. A Equação 2.5, portanto, pode ser considerada uma aproximação, e é exposta aqui apenas como definição objetiva do termo “salas pequenas”.

Como os modos são estados estacionários de energia, a resposta acústica de uma sala varia com a posição. Curvas como as dos gráficos da Figura 2.3 representam os níveis de pressão sonora medidos em um ponto da respectiva sala, consequências de uma excitação também pontual. Para uma caracterização modal completa, tanto a fonte sonora (que deve emitir um sinal varrendo toda a faixa de frequência de interesse) como o receptor devem estar posicionados em cantos da sala, onde a pressão sonora é sempre máxima (ao longo das paredes podem ocorrer mínimos de pressão sonora, tal qual ilustrado na Figura 2.2) e todos os modos são teoricamente excitados e captados (ECONOMOU; ECONOMOU, 2018).

Ambos os gráficos da Figura 2.3 apresentam resultados obtidos com salas reais, nas quais a geometria perfeitamente retangular e as paredes totalmente rígidas não se aplicam. Na prática, é comum ocorrerem fenômenos não previsíveis pelo modelo apresentado, sendo que uma análise modal satisfatória tende a seguir linhas particulares para cada caso. Por outro lado, o modelo é essencial como ponto de partida para o entendimento dos fenômenos modais que podem vir a ser encarados como problemas.

### 2.1.3 Comportamento modal em salas pequenas

Expõe-se aqui uma análise teórica simples, baseada no trabalho de Souza e Patraquim (2012), acerca do comportamento modal de salas com volume entre 20 e 60 m<sup>3</sup>. Mais especificamente, utilizou-se a Equação 2.3 para a obtenção das frequências dos modos acústicos possíveis de serem formados em salas com volumes dentro dessa faixa. Como a equação abrange um número ilimitado de possibilidades, fez-se necessária uma restrição visando os objetivos do trabalho. Primeiro, considerou-se apenas os modos axiais, já que esses são os de maior energia e, portanto, preferíveis de serem tratados. A fim de se obter certa abrangência ao longo do espectro, foram computados os três primeiros modos axiais de cada direção, o que implica em uma amostra de 9 modos por sala.

Foram analisadas salas com volumes de 20, 30, 40, 50 e 60 m<sup>3</sup>, com  $L_z$  (pé direito) assumindo 2.4, 2.5, 2.6, 2.7 e 2.8 m, e a razão  $L_x/L_y$  (planta-baixa) variando entre 1 e 2 em passos de 0.2. A combinação das variáveis, exposta por completo no apêndice A, resulta em 1350 possibilidades de frequência modal, dentro das quais obtém-se 24 e 273

Hz como valores mínimo e máximo. Os conjuntos de variáveis associados a esses dois valores são especificados na Tabela 2.1. Para o cálculo, adotou-se  $c = 344$  m/s.

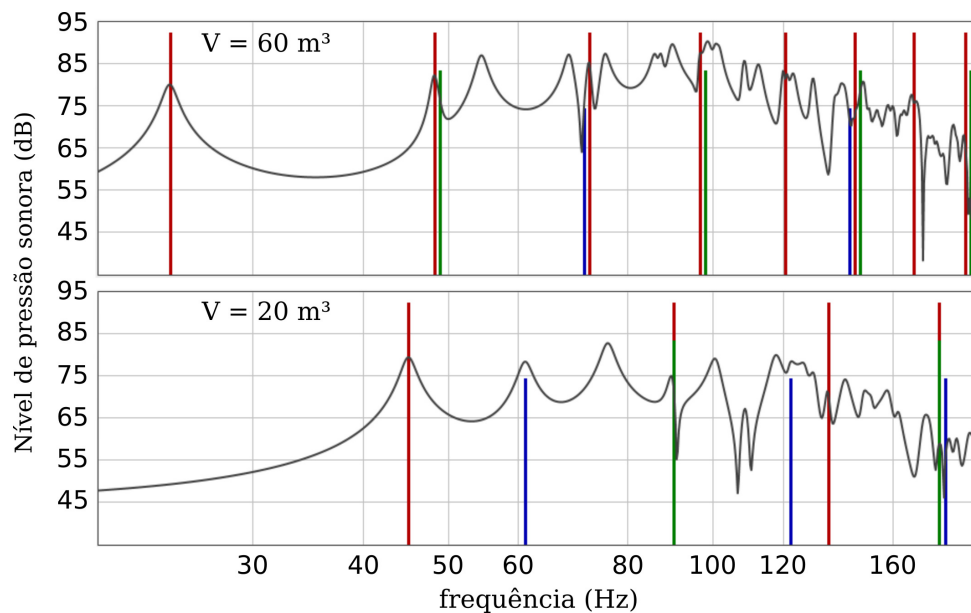
**Tabela 2.1:** Frequências mínima e máxima dos três primeiros modos axiais possíveis de serem formados em salas de volume entre 20 e 60 m<sup>3</sup>, com as variáveis associadas.

$f(\text{Hz})$	$V(\text{m}^3)$	$L_x(\text{m})$	$L_y(\text{m})$	$L_z(\text{m})$	$n_x$	$n_y$	$n_z$
24 (mín)	60	7.1	3.5	2.4	1	0	0
273 (máx)	20	3.8	1.9	2.8	0	3	0

Fonte: o autor

Como esperado, a frequência mínima é associada ao primeiro modo axial, formado na direção da maior dimensão da sala de maior volume. Inversamente, a frequência máxima é associada ao terceiro modo axial, formado na direção da menor dimensão da sala de menor volume. Os gráficos da Figura 2.4, gerados pelo *Room EQ Wizard* (aplicativo computacional livre para análise acústica de salas) mostram a resposta em frequência dessas duas salas. No caso foram computados, além dos modos axiais, os modos tangenciais e oblíquos. As linhas verticais indicam as frequências e energias dos modos axiais relativos às três direções. Considerou-se tanto a fonte quanto o receptor posicionados em um dos cantos de cada sala. Para as superfícies, foram considerados coeficientes de absorção sonora de 0.1 em toda faixa do espectro considerado, visto que esse valor é próximo da média atribuída para paredes rígidas de concreto em baixas frequências (ROSSING, 2007).

**Figura 2.4:** Resposta em frequência de salas com dimensões 7.1, 3.5 e 2.4 m ( $V = 60$  m<sup>3</sup>), e 3.8, 1.9 e 2.8 m ( $V = 20$  m<sup>3</sup>), com linhas verticais indicando as frequências e energias dos modos axiais relativos ao comprimento (vermelha), largura (verde) e altura (azul).

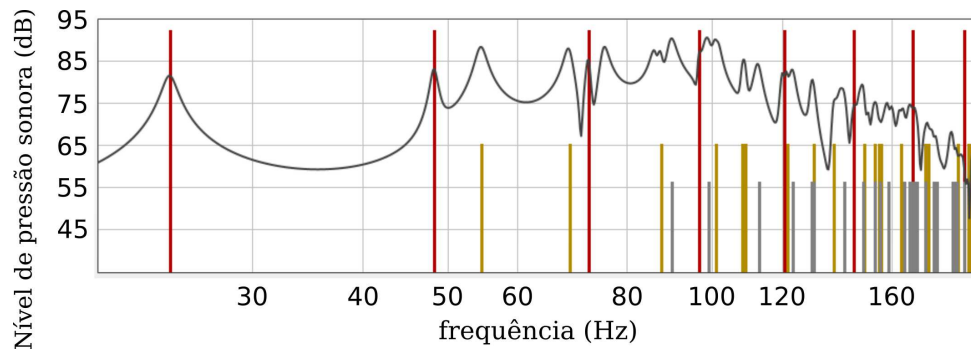


Fonte: o autor



A heterogeneidade espectral observada no gráfico da esquerda da Figura 2.3, obtido experimentalmente, é repetida nas curvas teóricas da Figura 2.4, e o fenômeno se mantém para os extremos de volumes das salas consideradas. Além disso, nota-se que os efeitos dos modos não axiais (picos em frequências não indicadas pelas linhas verticais) podem ser expressivos, mesmo sabendo que esses são comparativamente os de menor energia. Para melhor compreensão desse fato, gerou-se o gráfico da Figura 2.5. Nele, junto com a resposta em frequência da maior sala exemplificada (volume de  $60 \text{ m}^3$ ), são mostradas as linhas verticais que indicam as frequências e energias dos modos axiais relativos ao comprimento, tangenciais relativos ao comprimento e largura, e oblíquos.

**Figura 2.5:** Resposta em frequência de uma sala com dimensões 7.1, 3.5 e 2.4 m ( $V = 60 \text{ m}^3$ ), com linhas verticais indicando as frequências e energias dos modos axiais relativos ao comprimento (vermelha), tangenciais relativos ao comprimento e largura (amarela), e oblíquos (cinza).

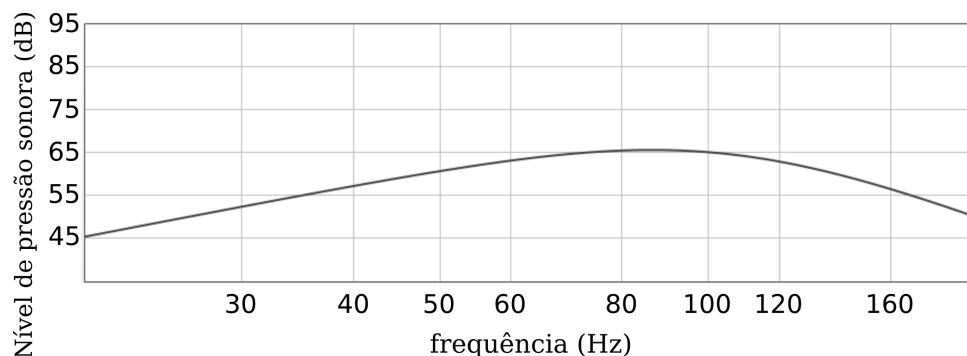


Fonte: o autor

A fim de se obter um comparativo visual com uma situação teórica idealizada, gerou-se pelo mesmo programa computacional o gráfico da Figura 2.6. Nele é mostrado como seria a resposta em frequência da menor sala exemplificada (volume de  $20 \text{ m}^3$ ) para o caso anecoico, no qual todas as superfícies apresentam absorção sonora máxima para todas as frequências. Ou seja, no caso anecoico não ocorrem reflexões sonoras e, conseqüentemente, não são formados modos acústicos. Em suma, a resposta da sala passa a ser caracterizada pelo comportamento da fonte sonora isolada, não sendo dependente da respectiva configuração geométrica tampouco do posicionamento do par fonte-receptor.

A resposta em frequência observada no gráfico da Figura 2.6 não apresenta um comportamento linear e constante devido aos parâmetros considerados para a fonte sonora. Optou-se por simular um *subwoofer* com um filtro de corte (*crossover*) calibrado em 100 Hz, o que determina a queda no nível de pressão sonora para valores acima dessa frequência. A queda de pressão no sentido negativo do espectro é determinada pela si-

**Figura 2.6:** Resposta em frequência de uma sala com dimensões 3.8, 1.9 e 2.8 m ( $V = 20 \text{ m}^3$ ), para o caso anecoico.



Fonte: o autor

mulação de um comportamento natural da fonte sonora — no caso, um decréscimo de 3 dB por oitava aplicado a partir de 100 Hz. Em termos da progressão do nível de pressão sonora no espectro, a semelhança entre a curva anecoica e o comportamento geral das respostas em frequência observadas nos gráficos da Figura 2.4 expõe a importância de se conhecer as características da fonte sonora na análise modal: a heterogeneidade espectral é definida pela diferença entre níveis de pressão sonora relativos à frequências vizinhas, sendo que ater-se às diferenças absolutas pode implicar em interpretações equivocadas do fenômeno.

Pode-se dizer que a idealização observada no gráfico da Figura 2.6 não é possível de ser obtida na prática. Perante a plural complexidade dos fenômenos envolvidos, o controle dos modos acústicos, quando desejável, se baseia na busca de uma atenuação das heterogeneidades espectral e espacial. De acordo com as análises procedidas na presente seção, para salas pequenas esse controle deve atingir a frequências entre 25 e 280 Hz, aproximadamente. Na seção 2.2 são apresentadas e discutidas as possíveis soluções encontradas na literatura e no mercado.

## 2.2 Controle de modos acústicos

Tratando-se de estúdios de gravação, estúdios de locução, salas destinadas à prática musical, salas de vídeo, entre outros ambientes dos quais espera-se qualidade acústica, o comportamento modal tem potencial para ser um obstáculo. Isso porque em tais casos a qualidade acústica pode ser entendida, entre outros fatores, como um campo acústico homogêneo, fenômeno comprometido pela existência de uma baixa densidade de modos.

Por outro lado, o uso de salas pequenas para as finalidades exemplificadas é comum, o que justifica a busca de soluções para o obstáculo em questão.

### 2.2.1 Vias geométricas – proporções entre dimensões

Como o comportamento acústico modal em uma sala é dependente de sua configuração geométrica, é de se esperar que a primeira tentativa de controle do fenômeno seja pelas dimensões e disposições das superfícies que limitam o ambiente. Tratando de salas retangulares, escolha comum devido às vantagens práticas construtivas, pode-se aumentar a distribuição dos modos por meio da escolha da proporção entre as dimensões das paredes. O objetivo é evitar ao máximo a formação de modos coincidentes – uma sala cúbica, por exemplo, não é a melhor escolha, já que nela os três modos fundamentais e todos os harmônicos são degenerados. Trabalhos como o de Skålevik (2011b) elucidam os problemas acústicos relativos a tal geometria: a partir de resultados obtidos com testes virtuais, o autor mostrou que mesmo a aplicação de um forro acústico "perfeito" não é suficiente para controlar os modos formados no plano horizontal de salas cúbicas com paredes rígidas.

Everest e Pohlmann (2009) listam uma série de trabalhos que apresentam proporções preferíveis para a otimização da distribuição de modos em salas retangulares. A Tabela 2.2 sumariza as propostas dos trabalhos referenciados pelos autores, evidenciando que não há na literatura um consenso geral sobre a questão. A primeira coluna da tabela apresenta os proponentes, e a última expõe se a proposta pertence ou não a faixa de proporções preferíveis proposta por Bolt (1946)<sup>2</sup>.

Nesse mesmo sentido, Bonello (1981) sugere um critério para a escolha de proporções que minimizem os problemas modais em baixas frequências. Para uma sala atender ao critério, cada faixa de terço de oitava do respectivo espectro modal deve conter maior ou igual número de modos do que a faixa anterior, característica que deve se manter até 200 Hz. O gráfico da Figura 2.7 mostra a curva de densidade modal obtida com uma sala de  $4.7 \times 3.9 \times 3.1$  m ( $V = 57$  m<sup>3</sup>), exemplificando um caso que atende a exigência proposta pelo autor.

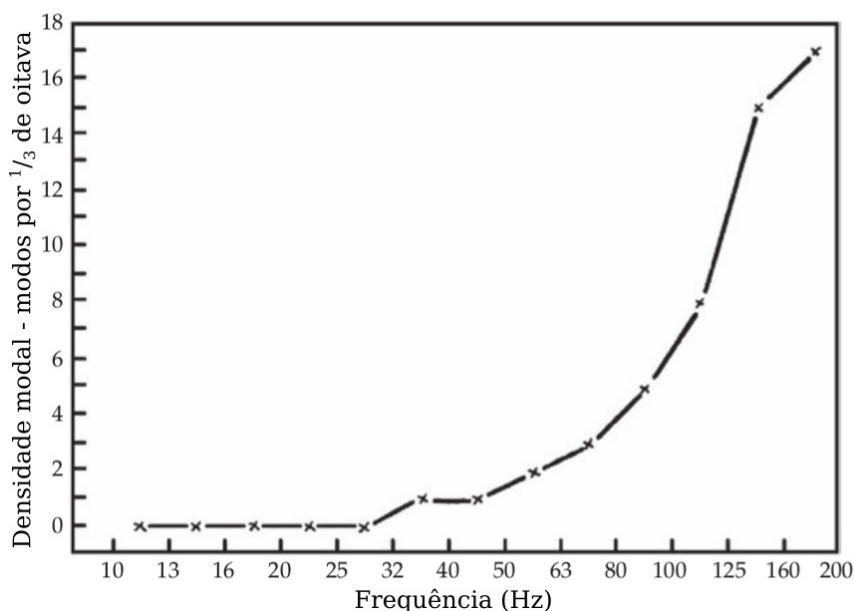
---

<sup>2</sup>O autor fornece uma faixa de proporções entre dimensões de salas pequenas buscando otimizar a resposta acústica em baixas frequência.

**Tabela 2.2:** Propostas de dimensões preferíveis para salas retangulares, com indicação para os autores e para a situação perante a faixa de Bolt.

Author		Height	Width	Length	In Bolt's Range?
Sepmeyer	A	1.00	1.14	1.39	No
	B	1.00	1.28	1.54	Yes
	C	1.00	1.60	2.33	Yes
Louden (3 best ratios)	D	1.00	1.4	1.9	Yes
	E	1.00	1.3	1.9	No
	F	1.00	1.5	2.5	Yes
Volkman (2:3:5)	G	1.00	1.5	2.5	Yes
Boner ( $1:\sqrt[3]{2}:\sqrt[3]{4}$ )	H	1.00	1.26	1.59	Yes

Fonte: Everest e Pohlmann (2009)

**Figura 2.7:** Exemplo de espectro de densidade modal obtido com uma sala que atende ao critério de Bonello.

Adaptada de Everest e Pohlmann (2009)

Seguir o critério, porém, não garante que a sala retangular projetada atenda às exigências acústicas unicamente via proporções geométricas. Embora vários autores tenham trabalhado na busca de condições preferíveis, não existe uma proporção que possa ser considerada ideal, o que torna necessária a busca por alternativas.

### 2.2.2 Vias geométricas – paredes inclinadas

Quando não há o limitador da forma, é comum projetos optarem pelo uso de paredes não paralelas. As reflexões assimétricas decorrentes dessa prática tendem a aumentar a

difusão sonora do ambiente, evitando a formação dos ecos palpitantes e minimizando a necessidade de absorção excessiva para controle do tempo de reverberação. Além disso, a angulação das paredes pode criar regiões livres de reflexões, fenômeno bastante utilizado nas salas técnicas dos estúdios de gravação. Por outro lado, há controvérsias sobre eficácia do não paralelismo na otimização de problemas modais em baixas frequências (SUMBATYAN; LANNIE; ZAMPOLI, 2016). Everest e Pohlmann (2009) comentam que a difusão resultante apenas modifica a distribuição modal do ambiente, não garantindo aumento significativo na densidade. Adicionalmente, Gilford (1958) constata que a angulação das paredes torna complexa a predição do campo acústico, que não pode ser descrito pelo modelo de salas retangulares. Nesse sentido, pode-se adotar como alternativa ferramentas computacionais baseadas no método de elementos finitos, tal qual é procedido por Mannis e Mattos (2016). No trabalho, os autores salientam a influência de superfícies irregulares na evolução dos modos axiais a partir de certa ordem, o que desqualifica as análises acústicas que simplificam o não paralelismo para a geometria retangular.

Recentemente, Sumbatyan, Lannie e Zampoli (2016) propuseram um algoritmo numérico que, baseado em métodos de Galerkin, descreve o campo modal de salas com paredes inclinadas, sendo que o grau de precisão e complexidade depende do ângulo de inclinação. Os autores defendem a simplicidade e acessibilidade do modelo, e colocam entre as conclusões que o não paralelismo produz maior uniformidade na distribuição dos modos em baixas frequências. Apesar de não existir um consenso sobre tal constatação, é certo que o uso de geometrias alternativas às retangulares não é suficiente para sanar os problemas modais existentes em salas pequenas.

### 2.2.3 Posicionamento do par fonte/receptor

A impossibilidade de se atingir uma homogeneidade modal ideal via soluções geométricas torna necessária a busca por alternativas de controle. Essa necessidade se acentua quando opta-se por adaptar uma construção genérica para fins que exigem qualidade acústica — uma alternativa bastante comum pela praticidade e acessibilidade, mas que apresenta geometria fixa (alterar as dimensões e disposições das paredes de uma construção finalizada pode ser inviável). Algumas aplicações permitem o posicionamento fixo do par fonte-receptor, e sendo o comportamento modal espacialmente dependente, essa característica tende a ser uma vantagem. O posicionamento da fonte pode salientar ou atenuar

a energia acústica de certos modos. Da mesma forma, o espectro de energia acústica é espacialmente variável para o receptor. Tendo acesso à predição do comportamento modal da sala, seja pela formulação matemática apresentada (geometrias retangulares) ou por métodos numéricos (geometrias complexas), pode-se estudar o melhor posicionamento do par fonte/receptor para a aplicação almejada.

Motivados pela escassez de investigações subjetivas, Fazenda et al. (2012) conduziram um estudo que buscou relacionar métodos de controle modal com a percepção das respectivas influências na qualidade acústica de salas pequenas. Aplicando o teste do par comparado em um grupo de ouvintes, os autores concluíram que o simples reposicionamento da fonte sonora pode atenuar comportamentos modais que desqualificam a resposta acústica da sala considerada. Quando o reposicionamento não é possível, foi constatado que melhoras podem ser atingidas ao se equalizar a magnitude do sinal enviado à fonte sonora — uma técnica comum e atualmente disponível em vários programas computacionais comerciais. Os autores, porém, mostraram que os melhores resultados foram obtidos com o emprego de sistemas de absorção ativa. Esse e outros sistemas que atuam na atenuação da energia acústica presente em ambientes são discutidos na seção 2.3.

## 2.3 Absorção sonora de baixas frequências

Quando o controle dos modos acústicos por vias geométricas e por posicionamento do par fonte-receptor não é possível ou suficiente, resta a alternativa de absorver a energia sonora excedente. Expõe-se nesta seção as características das soluções acústicas encontradas na literatura e no mercado para a absorção sonora. Para cada solução, são discutidas a eficácia na região das baixas frequências e o potencial para o controle dos modos acústicos.

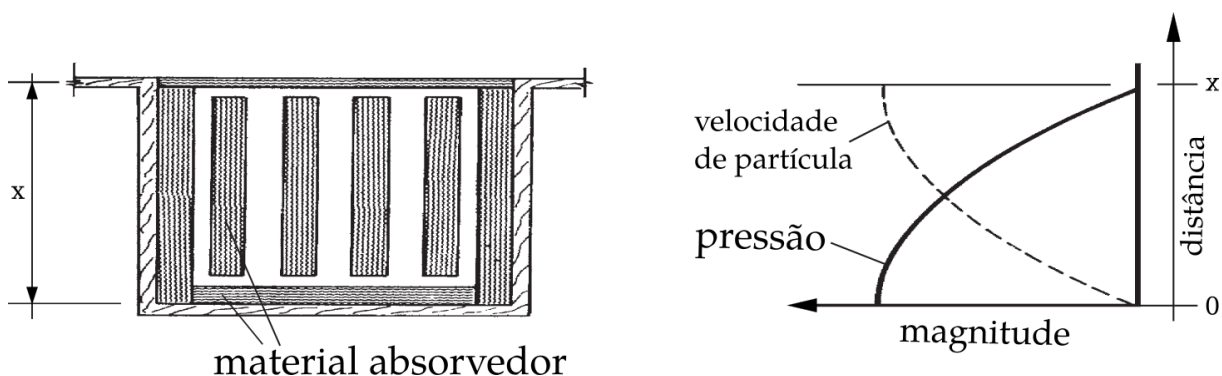
### 2.3.1 Absorvedores resistivos

A lã mineral e a lã de PET (materiais fibrosos), tal qual as espumas acústicas (materiais porosos), são materiais comumente relacionados à absorção acústica. Classificados como resistivos, esses materiais atuam absorvendo energia cinética das partículas vibrantes que formam a onda, sendo mais eficazes, portanto, na região onde a velocidade das partículas é máxima. Esse fenômeno ocorre em um quarto do comprimento de onda ou em múltiplos ímpares desse valor, sendo que para baixas frequências o material deve ser posicionado

distante das superfícies da sala, cuja rigidez impõe a condição de velocidade nula para as partículas. Para absorver energia de uma onda que vibra em 80 Hz, por exemplo, o material deve ser posicionado a mais de um metro da parede, e essa demanda pode ser impraticável tratando-se de ambientes com espaço limitado, o mesmo problema apresentado pelos difusores acústicos.

A ilustração à esquerda da Figura 2.8 exemplifica um mecanismo de absorção de baixas frequências via materiais resistivos, conhecido como armadilha de graves. O posicionamento desse tipo de sistema deve levar em conta tanto a direção do modo cuja energia deseja-se absorver quanto o espaço físico que ele ocupa, fatores que limitam as possibilidades de aplicação. O gráfico da direita da Figura 2.8 expressa o comportamento da pressão e da velocidade das partículas de uma onda sonora perante um anteparo rígido, fenômenos que ditam a configuração da armadilha de graves.

**Figura 2.8:** Ilustração da esquerda: exemplo de mecanismo absorvedor de baixas frequências, a armadilha de graves. Gráfico da direita: comportamento da onda, em termos de pressão e velocidade de partícula, perante um anteparo rígido.



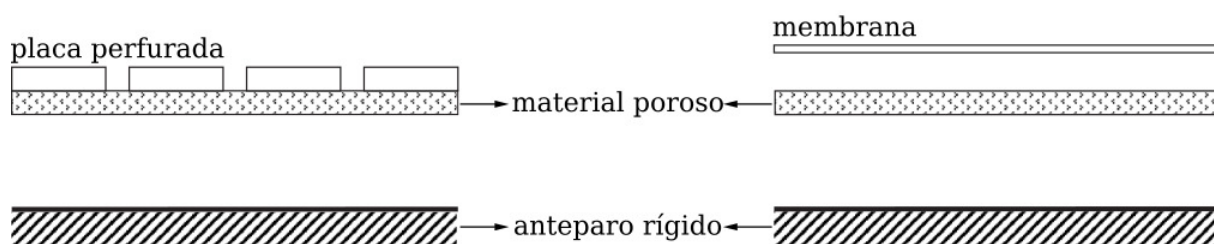
Adaptada de Everest e Pohlmann (2009)

### 2.3.2 Absorvedores ressonantes

A energia sonora de ondas com baixas frequências pode também ser absorvida por meio do fenômeno da ressonância. Para tal são geralmente utilizados os painéis ressonantes, que não apresentam a limitação espacial enfrentada pelos sistemas baseados em materiais resistivos. Variações de painéis atuam por diferentes tipos de mecanismos, sendo os mais comuns o absorvedor de Helmholtz e o absorvedor de membrana, ilustrados em corte transversal na Figura 2.9. Em suma, esses painéis atuam como um sistema massa-mola-amortecedor que absorve energia acústica na frequência de ressonância. No caso do absorvedor de membrana, a massa é caracterizada por uma placa contínua, geralmente

composta de madeira compensada. Já no absorvedor de Helmholtz, a massa é caracterizada pelo ar vibrante contido nas perfurações (com diâmetros usualmente próximos de 1 cm) de uma placa. Em ambos os casos, a mola é caracterizada pela cavidade de ar limitada pela placa e o anteparo rígido (parede), e o amortecimento pode ser atingido pela inserção de material resistivo atrás da placa.

**Figura 2.9:** Ilustrações em corte transversal do absorvedor de Helmholtz (esquerda) e do absorvedor de membrana (direita).

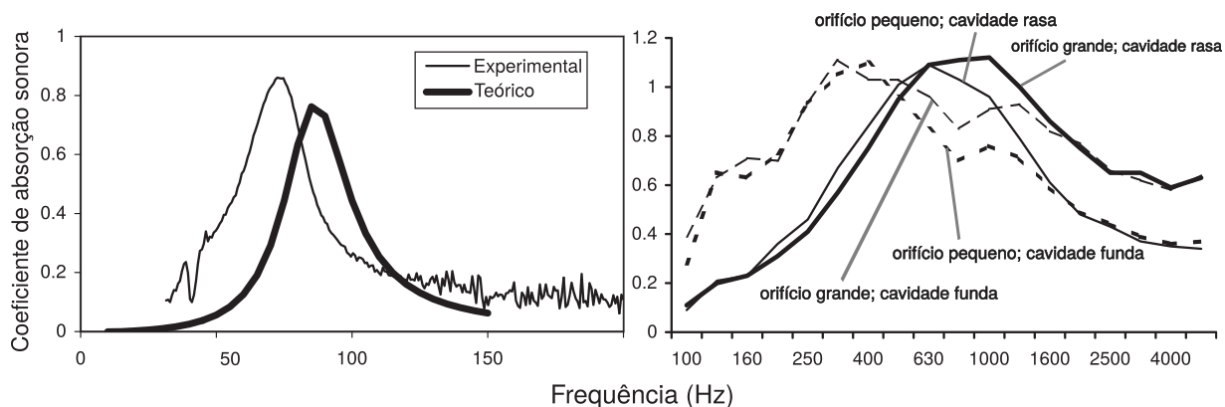


Adaptada de Cox e D'Antonio (2006)

Tanto o absorvedor de membrana como o de Helmholtz apresentam picos de ressonância estreitos em frequência. Ou seja, cada solução é projetada para absorver uma pequena faixa do espectro, sendo que para salas pequenas é comum a demanda de uma série de configurações, cada uma atuando em uma frequência modal específica. Essa limitação é mais expressiva no absorvedor de membrana, pois ao contrário do absorvedor de Helmholtz, a respectiva configuração estrutural não permite o desenvolvimento de modelos matemáticos que forneçam previsões exatas, tal qual constatam Frommhold, Fuchs e Sheng (1994). Dessa forma, a eficiência do tratamento por esse tipo de absorvedor pode depender de um processo caracterizado por tentativas e erros, e tratando-se de picos estreitos de ressonância, pequenas variações podem proporcionar absorção fora da faixa de interesse — situação potencialmente agravante para os problemas modais. Os gráficos da Figura 2.10 apresentam curvas de absorção sonora típicas desses tipos de absorvedores. O gráfico da esquerda mostra as curvas teórica e experimental obtidas com um absorvedor de membrana, exemplificando tanto a particularidade de atuação do sistema como a pouca eficiência de predição do modelo matemático. O gráfico da direita mostra curvas experimentais obtidas com um absorvedor de Helmholtz para quatro diferentes combinações entre diâmetro de perfurações e espessura de cavidade de ar.



**Figura 2.10:** Exemplos de espectros do coeficiente de absorção sonora de painéis ressonantes. Esquerda: curvas teórica e experimental obtidas com um absorvedor de membrana; direita: curvas experimentais obtidas com um absorvedor de Helmholtz em quatro configurações distintas.

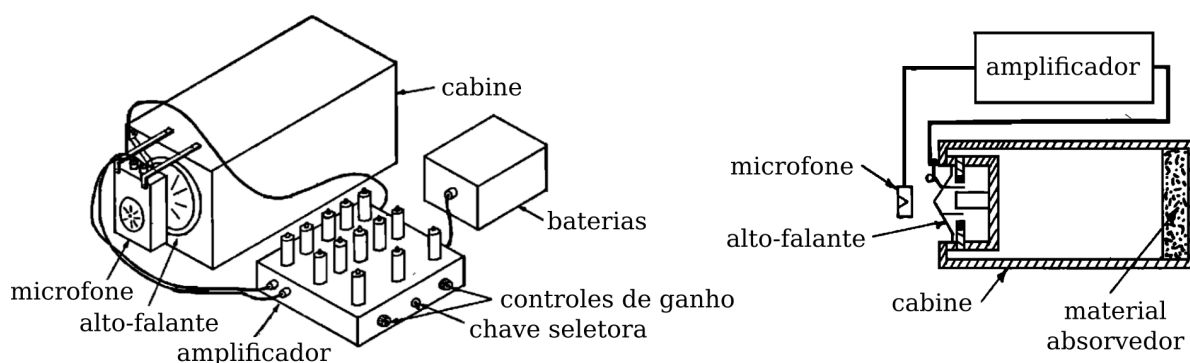


Adaptada de Cox e D'Antonio (2006)

### 2.3.3 Absorvedores ativos

Absorvedores ativos são alternativas de sistemas que cobrem faixas de frequência mais extensas, podendo ser eficazes na absorção de baixas frequências sem demandar espaços comprometedores na instalação. Esse tipo de sistema, introduzido por Olson e May (1953) e ilustrado na Figura 2.11, pode atuar tanto na interferência destrutiva das ondas como no controle ativo de absorvedores, e ambas variações possuem a desvantagem do alto custo de produção e implementação. Fazenda et al. (2012), autores que investigaram a eficiência dos sistemas C.A.B.S (*Controlled Acoustic Bass System*) e S.S.S (*Single Source-to-Sink*) através de testes subjetivos, comentam que o alto custo de produção e implementação dessas variações de absorvedores ativos provêm da demanda de múltiplas fontes sonoras e de um processador digital de sinais.

**Figura 2.11:** Ilustrações em perspectiva (esquerda) e em corte transversal (direita) de um tipo de absorvedor ativo.

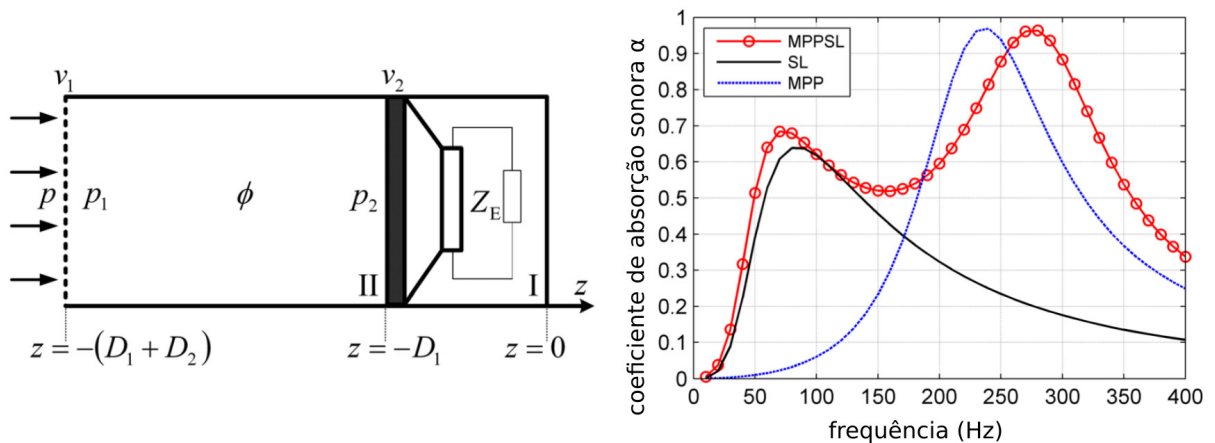


Adaptada de Olson e May (1953)

### 2.3.4 Variações e sistemas combinados

Uma variação do absorvedor de Helmholtz são os painéis micro-perfurados, cujas placas, como o nome sugere, possuem perfurações de diâmetros submilimétricos. Essa característica proporciona reatância acústica baixa e resistência acústica alta, em proporção suficiente para que o sistema absorva baixas frequências sem a necessidade do uso de materiais resistivos atuando como amortecedores. Através de modelos matemáticos, Maa (1998), autor que introduziu o sistema, mostra que os painéis tem potencial para atuar em largas faixas de frequência, com a desvantagem da demanda técnica para a execução das perfurações submilimétricas. Tao, Jing e Qiu (2014) comentam que esse tipo de sistema demanda cavidades de ar muito espessas para atuar eficientemente em baixas frequências, o que também pode ser considerado uma desvantagem tratando-se de salas pequenas. Para resolver o problema, os autores desenvolveram um painel micro-perfurado ativo, no qual a cavidade de ar é trocada por um alto-falante controlado por um circuito eletrônico. A combinação entre o painel e o circuito devidamente calibrado resulta em um sistema que atua em uma extensa faixa de frequência, tal qual mostra o gráfico da direita da Figura 2.12, obtido experimentalmente. Vale notar que, isoladamente, o painel micro-perfurado tende a atuar na faixa acima de 100 Hz, e a contrapartida do acréscimo da absorção sonora abaixo dessa frequência proporcionado pelo sistema ativo é o já mencionado respectivo alto custo de produção e implementação. O esquema à esquerda da Figura 2.12 ilustra o absorvedor em vista lateral.

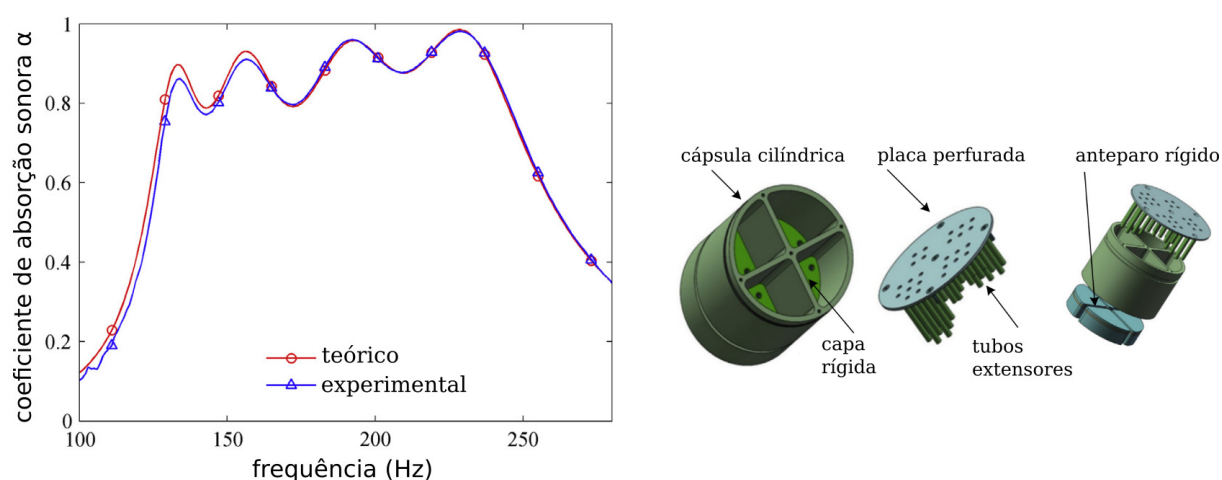
**Figura 2.12:** Esquerda: vista lateral de um painel micro-perfurado ativo, com  $-(D_1 + D_2)$  representando a posição do painel, e  $-D_1$  representando a superfície do alto-falante; direita: espectros experimentais dos coeficientes de absorção sonora do absorvedor (MPPSL) e das partes isoladas que o compõe: alto-falante controlado por circuito *shunt* (SL) e painel micro-perfurado (MPP).



Adaptada de Tao, Jing e Qiu (2014)

Nas duas últimas décadas, um número considerável de pesquisa acerca da absorção em baixas frequências se concentra na otimização da eficácia dos painéis micro-perfurados, tal qual revisam brevemente Li, Chang e Liu (2016). Os autores, por sua vez, propuseram a modelagem matemática de outra variação do absorvedor de Helmholtz, na qual as micro-perfurações das placas são alongadas por tubos que se estendem pela cavidade de ar. Esse tipo de configuração, que conta com diversos trabalhos investigatórios, permite aumentar a banda de atuação do absorvedor, com a desvantagem do custo de construção. A Figura 2.13 mostra as curvas teórica e experimental obtidas pelos autores, tal como ilustrações do mecanismo. Novamente, nota-se que a respectiva faixa de atuação tem limite inferior acima de 100 Hz.

**Figura 2.13:** Esquerda: espectros teórico e experimental do coeficiente de absorção sonora obtidos com um absorvedor de Helmholtz munido de micro-perfurações alongadas por tubos; direita: ilustrações das partes que compõem o absorvedor.



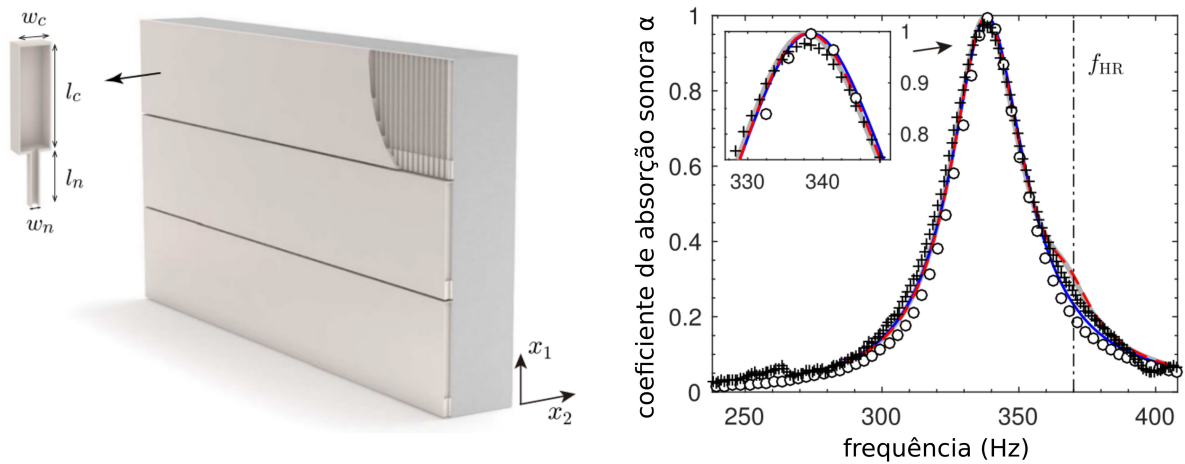
Fonte: Li, Chang e Liu (2016)

### 2.3.5 Meta-absorvedores

Nota-se na literatura um crescente número de trabalhos que buscam o desenvolvimento de meta-materiais para aplicações acústicas. Segundo Ma e Sheng (2016), o termo “meta-material” foi criado originalmente para denotar estruturas cujas funcionalidades surgem como manifestações coletivas das unidades que as constituem. Atualmente, o termo se estende para denotar estruturas com propriedades não observadas na natureza. Jiménez et al. (2016) comentam que o interesse de pesquisadores da área de acústica por meta-materiais baseia-se na possibilidade de se projetar estruturas com absorção sonora elevada, e com dimensões pequenas quando comparadas ao comprimento de onda.

Como já discutido, a demanda espacial é uma característica a ser considerada tratando-se do controle dos modos acústicos em salas pequenas. Nesse sentido, absorvedores constituídos de meta-materiais se caracterizam como uma opção promissora. Por outro lado, nota-se na literatura que a busca pela otimização do sistema não contempla análises nas primeiras frequências do espectro audível, como pode ser observado nos trabalhos de Chen et al. (2016), Jiménez et al. (2016) e Li e Assouar (2016). Ou seja, embora possuam potencial para caracterizar a nova geração de materiais e dispositivos acústicos, como defendem Haberman e Norris (2016), as propostas de meta-absorvedores ainda não apresentam todas as características necessárias para o controle modal de salas pequenas. A imagem da esquerda da Figura 2.14 mostra o sistema proposto por Jiménez et al. (2016): uma placa com fendas periódicas sobreposta a um conjunto de pequenos ressonadores de Helmholtz, elucidando que complexidade estrutural dos meta-absorvedores pode ser encarada como uma desvantagem. O gráfico da direita da Figura 2.14 mostra o coeficiente de absorção sonora para uma das configurações do sistema.

**Figura 2.14:** Esquerda: ilustração de um absorvedor meta-material; direita: espectro do coeficiente de absorção sonora obtido para uma de suas configurações.



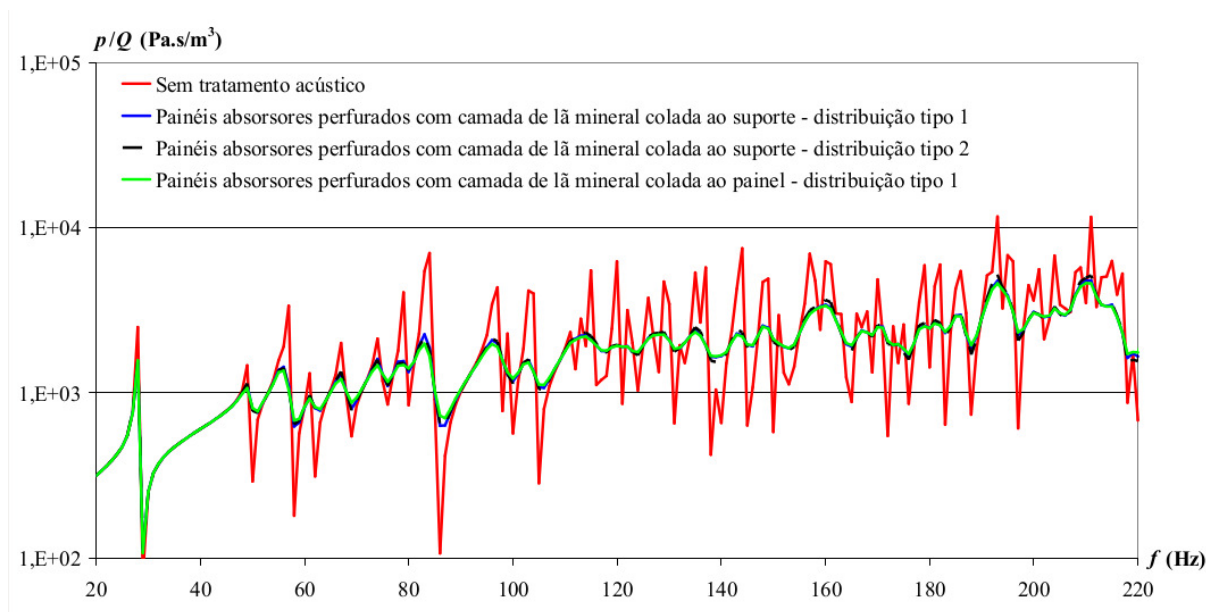
Fonte: Adaptada de Jiménez et al. (2016)

### 2.3.6 Sistemas variáveis

Em geral, nota-se que a busca pela otimização da absorção sonora em baixas frequências não resulta em propostas de sistemas que contemplem concomitantemente a praticidade (requisitos técnicos de produção e aplicação), a acessibilidade (custos de produção e aplicação) e a aplicabilidade à salas pequenas (demanda espacial e frequência de atuação).

Nesse sentido, Souza e Patraquim (2012) propuseram uma variação do absorvedor de Helmholtz visando diminuir a demanda de uma série de configurações para o controle dos modos acústicos. Utilizando modelos matemáticos, os autores concluem que apenas quatro configurações de absorvedores são suficientes para controlar os modos possíveis de serem formados em salas de volumes entre 20 e 60 m<sup>3</sup>. Cada configuração é específica para o volume da sala a ser tratada, e a varredura na faixa de frequência dos possíveis campos modais é dada por um mecanismo que permite a variação dos raios das perfurações da placa, caracterizando o sistema por um absorvedor de Helmholtz variável. O gráfico da Figura 2.15 mostra os efeitos do tratamento modal obtidos com a aplicação de algumas configurações dos absorvedores propostos. As curvas foram geradas com a função de transferência entre a pressão  $p(x, y, z)$  e a velocidade volumétrica  $Q$ , que fornece a resposta da sala em regime permanente.

**Figura 2.15:** Espectro da função de transferência obtido no canto de uma sala de 60 m<sup>3</sup>, para quatro situações distintas pelo tipo de tratamento acústico.

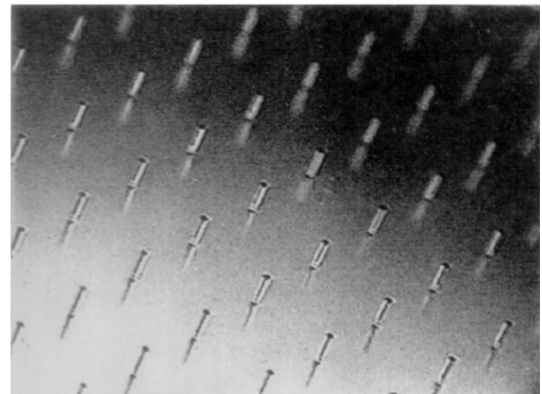
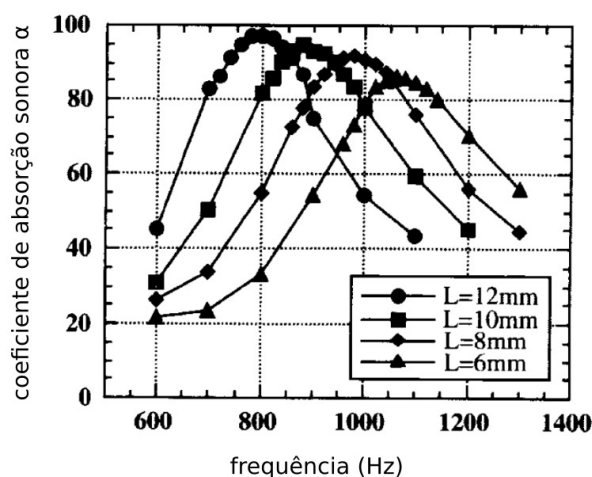


Fonte: Souza e Patraquim (2012)

A caracterização da atuação em frequências abaixo de 100 Hz diferencia a proposta de Souza e Patraquim (2012) dos demais absorvedores variáveis encontrados na literatura. Trabalhos como os de Konishi et al. (2000) e Wu et al. (2016) não escalam o controle dos modos acústicos como objetivo final das soluções, que se destacam exclusivamente pela capacidade de sintonização dos coeficientes de absorção sonora. O absorvedor proposto

por Konishi et al. (2000) consiste em uma placa de polimetil-metacrilato micro-perfurada (taxa de abertura de 0.4%) atuando como um painel ressonante. A imagem da direita da Figura 2.16 mostra uma foto ampliada da placa. A sintonização do espectro de absorção é dada por um anteparo rígido móvel, cujo posicionamento permite a variação da espessura da cavidade de ar. O gráfico da esquerda na Figura 2.16 mostra alguns espectros de absorção sonora obtidos experimentalmente com amostras da solução. Nota-se que para as configurações ensaiadas os picos de absorção sonora localizam-se a partir de 800 Hz. Os autores defendem a possibilidade de se atingir frequências mais baixas ao se modificar a estrutura da placa, porém não foram conduzidos ensaios experimentais para comprovar a hipótese.

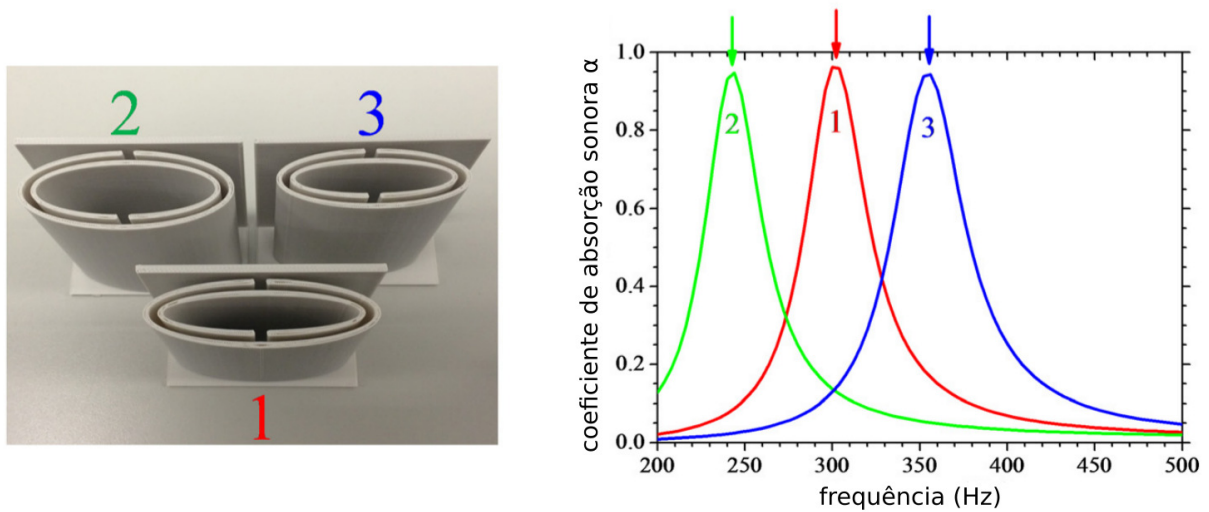
**Figura 2.16:** Esquerda: gráfico dos coeficientes de absorção sonora obtidos experimentalmente para quatro configurações de um absorvedor variável; direita: foto ampliada da placa que compõe o absorvedor.



Fonte: Konishi et al. (2000)

O absorvedor proposto por Wu et al. (2016) é baseado em um arranjo de tubos com dimensões ajustáveis, o que permite a sintonização do espectro de absorção do sistema. Os autores, porém, restringiram as investigações experimentais para a faixa de 200 a 500 Hz, o que impossibilita uma análise completa sobre a eficiência da proposta para o controle modal de salas pequenas. A imagem da esquerda da Figura 2.17 mostra a foto de três amostras utilizadas pelos autores, com as respectivas curvas de absorção sonora apresentadas no gráfico da direita.

**Figura 2.17:** Foto de três configurações de um absorvedor variável (esquerda) e gráfico dos respectivos coeficientes de absorção sonora obtidos experimentalmente (direita).



Fonte: Adaptada de Wu et al. (2016)

### Considerações gerais

Julga-se que, perante as soluções apresentadas no presente capítulo, a proposta de Souza e Patraquim (2012) desponta no potencial para o controle dos modos acústicos em salas pequenas. Isso porque além de apresentar eficiência atestada por modelos teóricos, o sistema variável baseado no absorvedor de Helmholtz tem potencial para contemplar acessibilidade e praticidade. As lacunas apontadas pelos autores motivaram e formam a base do desenvolvimento da presente pesquisa. Fez-se necessário, portanto, um estudo detalhado acerca das características estruturais e acústicas do absorvedor de Helmholtz, cujo desenvolvimento é exposto no capítulo 3. Adicionalmente, são discutidos os detalhes das conclusões e lacunas constatadas por Souza e Patraquim (2012).

## Capítulo 3

# Absorvedor de Helmholtz

O absorvedor de Helmholtz é um dispositivo acústico que, baseado no princípio do ressonador de Helmholtz, atua dissipando energia das ondas sonoras. Também chamado de painel perfurado ou painel ressonante, o dispositivo é comumente associado à eficácia de atuação em baixas frequências. No presente capítulo é feita uma análise teórica acerca do desempenho acústico do absorvedor. Para tal, expõem-se em detalhes o modelo que descreve os parâmetros e fenômenos físicos envolvidos.

### 3.1 Apresentação do sistema e definição dos termos

Tradicionalmente, o absorvedor de Helmholtz em sua configuração mais simples é constituído por uma placa perfurada confeccionada em madeira ou MDF (*Medium Density Fiberboard*), posicionada a certa distância de um anteparo rígido, tal qual ilustram em vista tridimensional e corte transversal as imagens da Figura 3.1. O espaço formado entre a placa e o anteparo é definido como a cavidade de ar do sistema.

A espessura da placa, a distância entre a placa e o anteparo (ou espessura da cavidade de ar) e a quantidade de perfurações (ou distância entre as mesmas, para uma distribuição homogênea) definem as variações de arranjo e o desempenho acústico da configuração. Diante da pluralidade de termos aqui introduzida, julga-se oportuno listar e definir os padrões considerados para o presente trabalho:

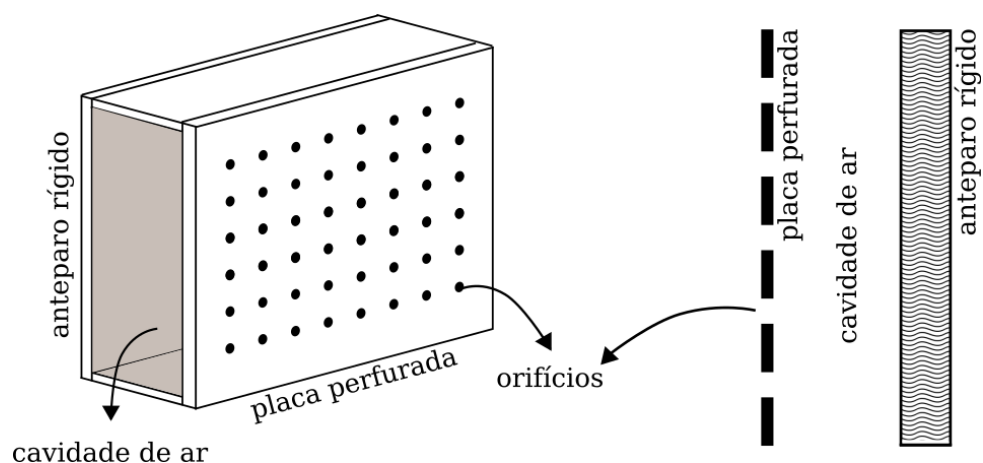
- **Configuração:** define as componentes do absorvedor. A configuração ilustrada na Figura 3.1 é constituída apenas de uma placa perfurada e um anteparo rígido. Um exemplo de configuração alternativa é aquela que, além dos componentes presentes



no caso mais simples, conta com a aplicação de uma placa de material resistivo na cavidade de ar. A escolha do posicionamento dessa placa, por sua vez, também implica em diferentes configurações.

- **Arranjo:** define os parâmetros que diferem absorvedores de uma mesma configuração. Em suma, os arranjos são distintos pelos valores associados aos componentes de uma configuração, a saber: espessuras da placa perfurada e da cavidade de ar, raio e quantidade de perfurações, e espessura da placa de material resistivo. No capítulo 6, o termo é também utilizado para diferenciar a distribuição das perfurações na placa, já que esta não é necessariamente quadricular (podendo ser inclusive assimétrica).
- **Variação:** define as possibilidades de configuração ou de arranjo dos absorvedores. Além disso, o termo foi utilizado no capítulo 2 para diferenciar as classes de absorvedores. Por exemplo, considerou-se os painéis micro-perfurados como uma variação do absorvedor de Helmholtz.
- **Amostra:** define o objeto ensaiado nas investigações experimentais do trabalho. Cada amostra é uma variação de arranjo dentro de uma configuração de absorvedor.

**Figura 3.1:** Ilustrações esquemáticas em vista tridimensional (esquerda) e corte transversal (direita) de um absorvedor de Helmholtz em sua configuração mais simples – placa perfurada disposta ante um anteparo rígido, formando uma cavidade de ar.



Fonte: o autor

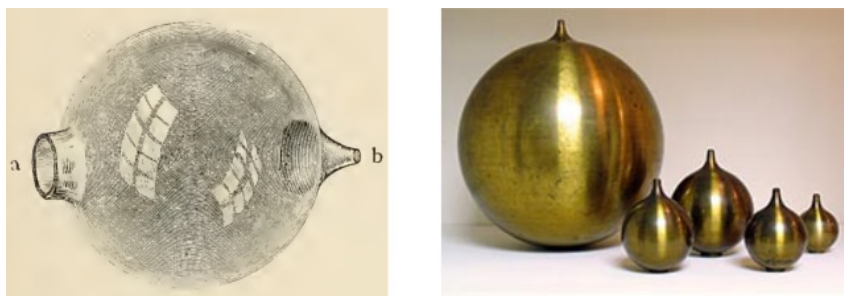
## 3.2 Formulação teórica

Como primeiro passo para exposição da formulação teórica, são discutidos os fenômenos físicos que definem um ressonador de Helmholtz, já que estes constituem a base do comportamento acústico do absorvedor. Para tal, utiliza-se como referência o trabalho de Alster (1972).

### 3.2.1 Ressonador de Helmholtz

Segundo a definição da *ASA Standards*<sup>1</sup>, um ressonador de Helmholtz é um dispositivo acústico constituído por uma cavidade de paredes rígidas munida de uma abertura. A abertura pode ser caracterizada por um orifício ou um tubo, e as dimensões internas do dispositivo são muito menores do que o comprimento das ondas sonoras. Desenvolvido pelo físico alemão Hermann von Helmholtz e apresentado em seu trabalho *On the Sensations of Tone*, de 1862, o dispositivo teve originalmente a função de “separar” frequências específicas de excitações sonoras espectralmente complexas através do fenômeno da ressonância. As imagens da Figura 3.2 mostram a ilustração original do ressonador (esquerda) e a foto de uma réplica (direita).

**Figura 3.2:** Ilustração original (esquerda) e foto de uma réplica (direita) de um ressonador de Helmholtz.



Fontes: (esquerda) Helmholtz (1895); (direita) (physics.case.edu) – acesso em 29/11/2018

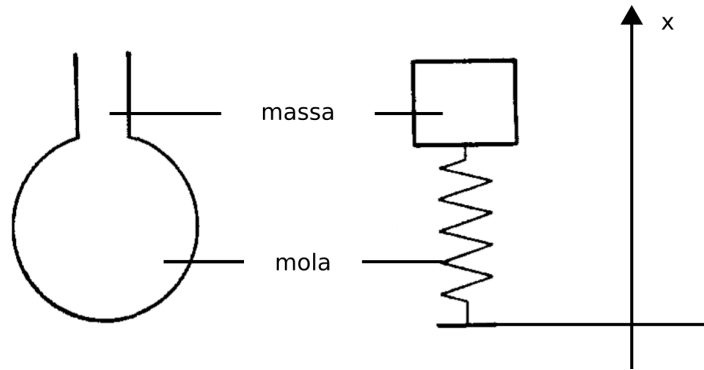
Nota-se pela ilustração da Figura 3.2 que a cavidade do ressonador em seu projeto original contém duas aberturas, *a* e *b*. O tubo referente à abertura *b*, de raio menor, é projetado para ser inserido no ouvido do manipulador do dispositivo. Desse modo, além do tubo deixar de configurar uma abertura, o ruído externo é atenuado na percepção do manipulador. A frequência “separada”, por sua vez, é ressaltada pela interação com o gargalo do ressonador, definido pela abertura *a*.

---

<sup>1</sup> *Acoustical Society of America Standards* – (asastandards.org) – acesso em 29/11/2018.

Para se entender o funcionamento do ressonador, equivale-se o dispositivo ao sistema mecânico massa-mola, tal qual ilustra a imagem da Figura 3.3. Considera-se que toda massa  $M$  significativa do oscilador esteja concentrada no gargalo do ressonador, o que equivale a considerar o ar contido na cavidade como uma mola  $k$  de massa nula.

**Figura 3.3:** Ilustração que relaciona o ressonador de Helmholtz com o sistema mecânico massa-mola.



Fonte: Adaptada de Alster (1972)

Em termos acústicos, a massa  $M$  (ar contido no gargalo) está relacionada com a inertância do sistema, e a mola  $k$  (ar contido na cavidade) com a compliância. A união entre a inertância e a compliância define a reatância acústica do sistema, o que permite classificar o ressonador de Helmholtz como um absorvedor reativo. Mantendo-se o paralelo com o sistema mecânico, o equilíbrio das forças no ressonador pode ser expresso pela Equação 3.1.

$$Mx'' + kx = 0 \quad (3.1)$$

A solução da Equação 3.1 define a frequência de ressonância  $f$  do sistema e pode ser expressa pela Equação 3.2.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (3.2)$$

A compliância  $k$  de uma cavidade com volume  $V$  e com abertura de área  $A$  é dada pela Equação 3.3.

$$k = \rho_0 c^2 \frac{A^2}{V} \quad (3.3)$$

Na equação,  $\rho_0$  é a densidade do ar e  $c$  é a velocidade do som no meio de propagação. Definindo  $l$  como o comprimento do gargalo, a massa de ar nele contida pode ser expressa pela Equação 3.4.

$$M = \rho_0 A l \quad (3.4)$$

Substituindo as Equações 3.3 e 3.4 na Equação 3.2, obtém-se a Equação 3.5, que fornece a frequência de ressonância de um ressonador de Helmholtz.

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{Vl}} \quad (3.5)$$

Segundo Alster (1972), a Equação 3.5 (clássica) não fornece valores de frequência precisos, já que o desenvolvimento analítico aproxima os fenômenos físicos envolvidos para situações idealizadas. Os autores comentam que além de demandar correções no comprimento efetivo do gargalo, uma descrição fiel do ressonador de Helmholtz deve levar em conta os efeitos que a forma da cavidade exerce no comportamento acústico do sistema. De qualquer forma, a formulação exposta é suficiente para se entender qualitativamente a influência dos parâmetros geométricos do ressonador na respectiva frequência de ressonância: esta é inversamente proporcional ao volume da cavidade e ao comprimento do gargalo, e diretamente proporcional à área de abertura (ou área do gargalo).

A análise qualitativa da Equação 3.5 também se aplica para o absorvedor de Helmholtz, já que este pode ser entendido como um conjunto de ressonadores e, conseqüentemente, um absorvedor reativo. No caso, cada perfuração da placa atua como o gargalo do ressonador, cujo ar contido caracteriza a massa do sistema. O ar contido no espaço limitado pela placa e o anteparo rígido, por sua vez, atua como a cavidade do ressonador e caracteriza a mola. Em conjunto, essas componentes definem a frequência de ressonância do sistema. Por outro lado, o parâmetro comumente utilizado para caracterizar o desempenho acústico do absorvedor de Helmholtz (e de qualquer outro absorvedor acústico) é o respectivo coeficiente de absorção sonora. A relação que o descreve pode ser obtida pelo modelo teórico exposto a seguir, cujo desenvolvimento é baseado no trabalho de Parreira (2008). O autor, ao compilar um histórico dos trabalhos que descrevem o absorvedor de Helmholtz e suas componentes, mostra que a qualidade alcançada para a predição do coeficiente de absorção conta com correções como as sugeridas por Alster (1972).

### 3.2.2 Absorvedor de Helmholtz

A absorção sonora de qualquer tipo de sistema está diretamente ligada com a respectiva impedância acústica, parâmetro que descreve a resistência oferecida pelo meio à propagação das ondas sonoras. Define-se a impedância acústica específica  $Z$  (ou apenas impedância) de uma superfície como a razão entre a pressão  $p$  e a componente da velocidade  $u$  do fluido (respectiva à superfície), tal qual descreve a Equação 3.6.

$$Z = p/u \quad (3.6)$$

Exemplificando com extremos, a impedância específica de uma superfície totalmente rígida é dada por  $|Z| = \infty$ . Na situação oposta, denominada de superfície de pressão livre, a impedância específica é dada por  $Z = 0$ . Em geral, a impedância acústica específica é utilizada para descrever propriedades acústicas de materiais. Tratando-se de substâncias, utiliza-se como parâmetro descritivo a impedância acústica característica  $Z_{car} = p/U$ . No caso, contabiliza-se a amplitude da velocidade  $U$  do fluido na direção de propagação da onda no meio.

Uma outra forma de expressar a impedância acústica é utilizando a Equação 3.7, que elucida a natureza complexa e a dependência da frequência  $\omega$  do parâmetro.

$$Z(\omega) = R(\omega) + iX(\omega) \quad (3.7)$$

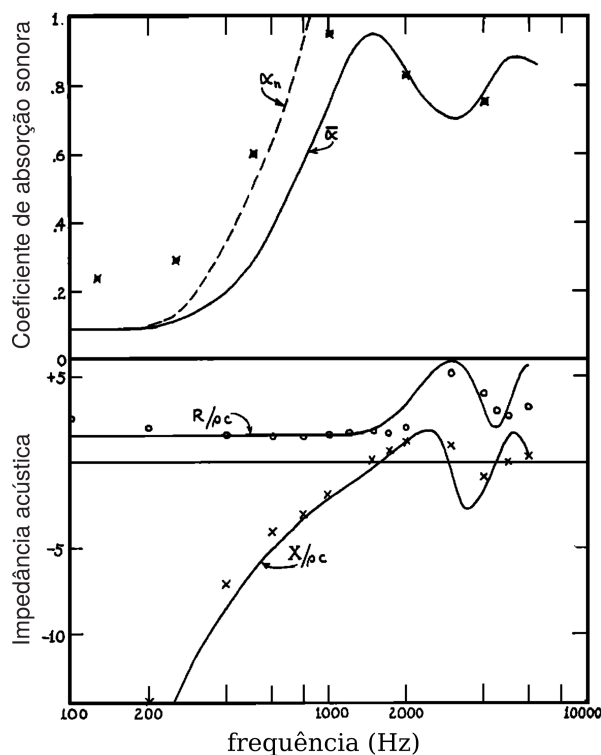
Na equação,  $R$  expressa a resistência acústica do sistema (componente real), e  $X$  a reatância acústica (componente imaginária). Fazendo um paralelo com a exposição teórica efetuada para o ressonador de Helmholtz, as frequências de ressonância de um sistema acústico são caracterizadas pelos máximos e mínimos do respectivo espectro de impedância. O coeficiente de absorção sonora  $\alpha$ , por sua vez, é expresso de acordo com a Equação 3.8.

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z/Z_{car} - 1}{Z/Z_{car} + 1} \right|^2 \quad (3.8)$$

Na equação,  $Z$  define a impedância específica da superfície do sistema, e  $Z_{car}$  a impedância característica do meio em questão. A razão  $Z/Z_{car}$  é denominada impedância acústica normalizada. No sistema internacional, a impedância acústica tem unidade  $[Pa \cdot s/m^3]$ , enquanto o coeficiente de absorção sonora é adimensional. Um entendimento

complementar visual desses parâmetros pode ser obtido com a análise da Figura 3.4, que mostra os espectros teóricos e experimentais da impedância acústica e do coeficiente de absorção sonora típicos de um material resistivo.

**Figura 3.4:** Espectros teóricos e experimentais da impedância acústica normalizada (componentes real  $R/\rho c$  e imaginária  $X/\rho c$ ), e dos coeficientes de absorção sonora para incidência normal  $\alpha_n$  e aleatória  $\bar{\alpha}$ , obtidos com um material resistivo.

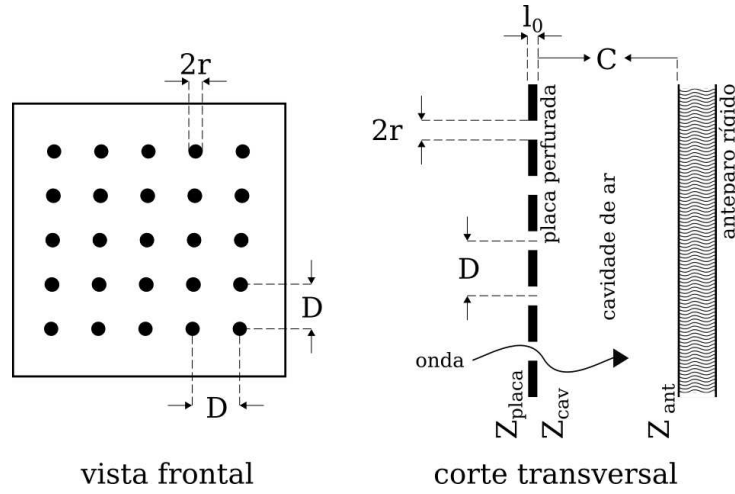


Fonte: adaptada de Morse, Bolt e Brown (1940)

No gráfico inferior da Figura 3.4, as componentes real  $R/\rho c$  e imaginária  $X/\rho c$  da impedância normalizada são mostradas separadamente (no caso, a impedância característica do meio é dada por  $\rho c$ ). Os picos e vales representam as frequências de ressonância relativas à resistência e à reatância acústica do sistema, respectivamente. Nota-se que a resistência acústica contempla apenas valores positivos, enquanto a reatância alterna entre valores positivos e negativos — características determinantes da impedância acústica.

A busca de relações que forneçam espectros de coeficientes de absorção sonora, portanto, se baseia na identificação e modelagem da impedância acústica total do respectivo sistema. No caso do absorvedor de Helmholtz, pode-se entender que as ondas se propagam por camadas ou meios, cada qual se comportando como uma barreira de impedância, tal qual ilustra a Figura 3.5.

**Figura 3.5:** Ilustrações esquemáticas em vista frontal (esquerda) e corte transversal (direita) de um absorvedor de Helmholtz em sua variação mais simples – placa perfurada disposta ante um anteparo rígido, formando uma cavidade de ar.



Fonte: o autor

A primeira camada é a superfície da placa perfurada. Grande parte da energia acústica é absorvida na região das perfurações, onde a velocidade de partícula é máxima, sendo mais suscetível aos efeitos de viscosidade. Cada perfuração pode ser considerada um tubo de comprimento  $l_0$  e raio  $r$ , cuja impedância pode ser calculada a partir de ajustes sobre a teoria aplicada a tubos infinitos. Considerado que o comprimento do tubo é muito menor do que o comprimento da onda ( $l_0 \ll \lambda$ ), obtém-se a Equação 3.9, que fornece a impedância na região de cada perfuração da placa. Na equação,  $\omega$  é a frequência angular,  $\rho_0$  é a densidade do ar,  $\eta$  é a viscosidade cinemática do ar, e  $\delta$  é um termo que corrige os efeitos da interação entre perfurações.

$$Z_{tubo} \approx \left[ \sqrt{8\omega\rho_0\eta} \left( 1 + \frac{l_0}{2r} \right) + \rho_0 \frac{(2r\omega)^2}{16c} \right] + i \left[ \sqrt{8\omega\rho_0\eta} \left( 1 + \frac{l_0}{2r} \right) + \omega\rho_0(l_0 + \delta) \right] \quad (3.9)$$

O termo corretivo  $\delta$  depende da taxa de abertura (ou porcentagem de perfuração) da placa. Supondo que a distância entre o centro de cada perfuração é  $D$  (vide Figura 3.5), como a disposição das perfurações é quadricular, essa taxa pode ser dada por  $\varepsilon = (\pi r^2)/D^2$ , de forma que  $\delta = (16r/3\pi)(1 - 1.47\sqrt{\varepsilon} + 0.47\sqrt{\varepsilon^3})$ . A taxa de abertura é ainda utilizada na obtenção da impedância total da superfície da placa,  $Z_{placa}$ , em termos de  $Z_{tubo}$ , de acordo com a Equação 3.10.

$$Z_{placa} = Z_{tubo}/\varepsilon \quad (3.10)$$

A propagação da onda recebe resistência também ao passar da placa perfurada para a cavidade de ar do absorvedor, a segunda camada. Para o cálculo da respectiva impedância ( $Z_{cav}$  – impedância da superfície da camada), utiliza-se o método da matriz de transferência, que considera a continuidade da pressão e da velocidade de partícula na propagação da onda sonora entre dois meios de propriedades distintas. Conhecendo a impedância característica do ar (meio contido na cavidade,  $Z_{car} = \rho_0 c$ ), a constante de propagação da onda no ar ( $k_{ar} = \omega/c$ ), considerando que o absorvedor é localmente reativo (o que significa que a impedância da respectiva superfície independe do ângulo de incidência), e levando em consideração as condições de contorno como a presença do anteparo rígido ( $Z_{ant} = \infty$ ), obtém-se a Equação 3.11 para a resistência oferecida pela cavidade de ar. Nela,  $C$  é a profundidade da cavidade.

$$Z_{cav} = -j\rho_0 c \cot\left(\frac{\omega}{c}C\right) \quad (3.11)$$

A resistência apresentada pelo absorvedor como um todo é a soma das contribuições de cada camada que compõe o sistema. Essa constatação pode ser traduzida pela Equação 3.12, que fornece a impedância total  $Z_{abs}$  do absorvedor.

$$Z_{abs} = Z_{placa} + Z_{cav} \quad (3.12)$$

O coeficiente de absorção sonora pode ser obtido em termos da impedância normalizada na superfície do absorvedor. Como o meio externo ao absorvedor é o ar, essa impedância é dada por  $\xi = Z_{abs}/\rho_0 c$ , e o coeficiente de absorção sonora pode, por fim, ser obtido por meio da Equação 3.13.

$$\alpha_{abs} = 1 - \left| \frac{\xi - 1}{\xi + 1} \right|^2 \quad (3.13)$$

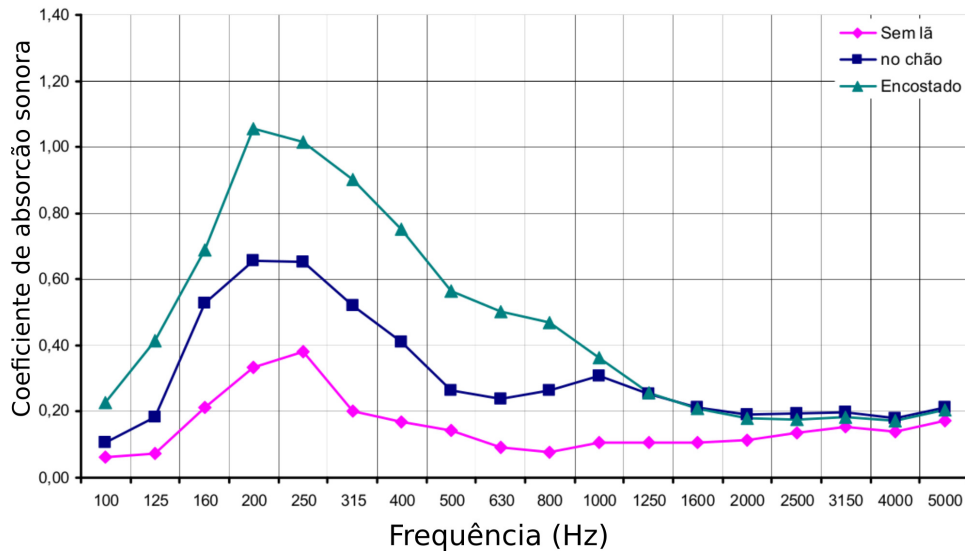
### Aplicação de material resistivo

As configurações mais comuns do absorvedor de Helmholtz contam com algum tipo de material resistivo inserido na cavidade de ar, posicionado ou junto à placa perfurada ou junto ao anteparo rígido. No caso, o absorvedor passa a ser qualificado como um sistema



massa-mola-amortecedor. Observa-se que a presença e o posicionamento do material resistivo influenciam na absorção sonora do sistema, tal qual evidencia a Figura 3.6, na qual foram plotadas curvas de absorção sonora de três variações do absorvedor de Helmholtz: sem material resistivo, com material resistivo posicionado junto ao anteparo rígido, e com material resistivo posicionado junto à placa perfurada.

**Figura 3.6:** Curvas experimentais do coeficiente de absorção sonora obtidas com três variações do absorvedor de Helmholtz: sem material resistivo (lã); com material resistivo junto ao anteparo rígido (no chão); e com material resistivo junto à placa perfurada (encostado).



Fonte: Parreira (2008)

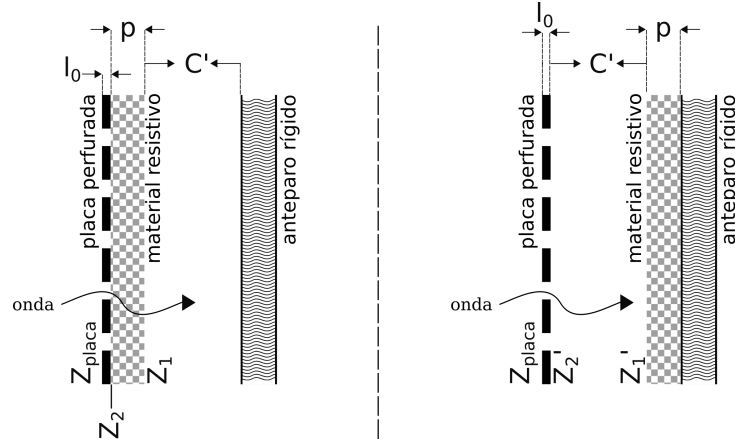
Essas variações de configuração exigem adaptações no modelo apresentado, já que contam com mais camadas de impedância, tal qual ilustra a Figura 3.7. Especificamente, a expressão que fornece o coeficiente de absorção sonora (Equação 3.13) mantém a mesma forma, e os resultados variam de acordo com o termo  $\xi$ , que é particular para cada situação.

Para o caso do material resistivo posicionado junto à placa perfurada,  $Z_1$  é a impedância na superfície do volume de ar contido na cavidade limitada pelo anteparo rígido, dada pela Equação 3.14. Nota-se que essa expressão difere daquela que descreve o absorvedor simples (Equação 3.11) unicamente pela espessura da cavidade de ar, que nesse caso é dada por  $C'$ .

$$Z_1 = -j\rho_0 c \cot\left(\frac{\omega}{c}C'\right) \quad (3.14)$$

Para  $Z_2$ , utiliza-se a expressão geral da impedância da superfície de um meio que não apresenta condições de contorno em seus limites (tal qual a presença de anteparo rígido),

**Figura 3.7:** Ilustrações em corte transversal de um absorvedor de Helmholtz munido de material resistivo, posicionado tanto junto à placa perfurada (esquerda) quanto junto ao anteparo rígido (direita), com detalhe para as camadas de impedância.



Fonte: o autor

Equação 3.15. Nessa equação,  $p$  é a espessura do material resistivo, e  $Z_{por}$  e  $k_{por}$  são respectivamente a impedância e a constante de propagação (número de onda) do material. Com ela, pode-se obter a nova expressão para  $Z_{abs} = Z_{placa} + Z_2$  e, conseqüentemente, a expressão do coeficiente de absorção sonora relativo à variação de absorvedor analisada (material resistivo junto à placa perfurada).

$$Z_2 = Z_{por} \frac{-jZ_1 \cot(k_{por}p) + Z_{por}}{-jZ_{por} \cot(k_{por}p) + Z_1} \quad (3.15)$$

Se o material resistivo for posicionado junto ao anteparo rígido, a impedância da superfície do material  $Z'_1$  é semelhante à obtida para  $Z_1$  na variação anterior, com a diferença das particularidades do meio – a impedância característica do ar é substituída pela impedância do material resistivo ( $\rho_0 c \rightarrow Z_{por}$ ), tal qual é procedido para a espessura da camada e para a constante de propagação ( $C' \rightarrow p$ ;  $(\omega/c) \rightarrow k_{por}$ ). Obtém-se dessa maneira a Equação 3.16 para a resistência oferecida pelo material.

$$Z'_1 = -jZ_{por} \cot(k_{por}p) \quad (3.16)$$

Ainda, a expressão de  $Z'_2$  deve apresentar a mesma forma da expressão de  $Z_2$ , com as devidas adaptações entre os materiais, tal qual fornece a Equação 3.17. Com ela, pode-se obter a expressão de  $Z'_{abs} = Z_{placa} + Z'_2$  e, conseqüentemente, a expressão do coeficiente de absorção sonora relativo à variação de absorvedor analisada (material resistivo junto ao anteparo rígido).

$$Z'_2 = \rho_0 c \frac{-jZ'_1 \cot\left(\frac{\omega}{c}C'\right) + \rho_0 c}{-j\rho_0 c \cot\left(\frac{\omega}{c}C'\right) + Z'_1} \quad (3.17)$$

As características do material resistivo ( $Z_{por}$  e  $k_{por}$ ), das quais dependem as expressões que fornecem os coeficientes de absorção sonora, podem ser calculadas com as Equações 3.18 e 3.19. Nelas,  $X = \rho_0 f / \sigma$ , com  $\sigma$  representando a resistividade de escoamento do fluido no meio.

$$Z_{por} = \rho_0 c (1 + 0.0571X^{-0.754} - i 0.087X^{-0.732}) \quad (3.18)$$

$$k_{por} = \frac{\omega}{c} (1 + 0.0978X^{-0.700} - i 0.189X^{-0.595}) \quad (3.19)$$

### 3.3 Desempenho acústico

Expõe-se aqui uma análise teórica do desempenho acústico do absorvedor de Helmholtz em termos de seu coeficiente de absorção sonora. Mais especificamente, utiliza-se o modelo apresentado na seção 3.2 para se entender de forma detalhada a influência dos parâmetros geométricos das configurações do sistema nos respectivos espectros de absorção sonora. Ao longo da exposição, o desempenho teórico do absorvedor é discutido perante o comportamento modal de salas pequenas exposto na seção 2.1 — ou seja, perante a atuação na faixa de 25 a 280 Hz, aproximadamente. São consideradas também as questões práticas previstas para a confecção e aplicação da solução.

#### Definição da configuração e arranjos

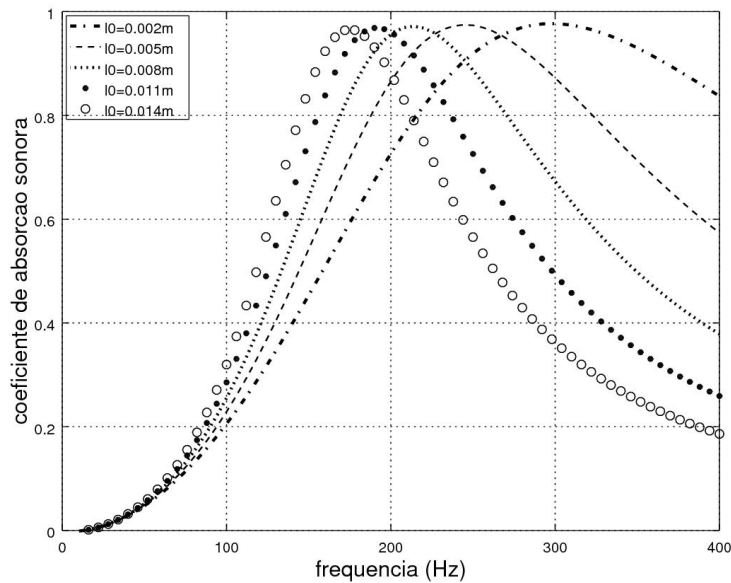
Com base na ilustração da Figura 3.7, entende-se que as características passíveis de variação no absorvedor são a espessura  $l_0$  da placa perfurada, o diâmetro  $2r$  das perfurações da placa, a distância  $D$  entre as perfurações, o posicionamento e a espessura  $p$  do material resistivo, e a espessura  $C$  da cavidade de ar. A fim de se limitar a abrangência das possibilidades, adota-se como padrão (base comparativa) a configuração do absorvedor com o material resistivo posicionado junto à placa (característica que, segundo o gráfico da Figura 3.6, melhora o desempenho acústico do absorvedor), e com  $l_0 = 5$  mm,  $r = 2.5$  mm,  $D = 30$  mm,  $p = 40$  mm e  $C = 60$  mm. Para os cálculos dos resultados que seguem,

são adotados os seguintes parâmetros:  $c = 340$  m/s (velocidade do som),  $\rho_0 = 1.21$  kg/m<sup>3</sup> (densidade do ar),  $\eta = 15 \times 10^{-6}$  N.s/m<sup>2</sup> (viscosidade cinemática do ar), e  $\sigma = 2 \times 10^4$  N.s/m<sup>4</sup> (resistividade de escoamento do ar no material resistivo). A rotina computacional empregada é exposta no apêndice B.

### Efeitos da espessura da placa perfurada

O gráfico da Figura 3.8 apresenta os espectros do coeficiente de absorção sonora relativos a cinco arranjos da configuração padrão, distintos apenas pela espessura da placa perfurada, que assumiu os valores  $l_0 = [2, 5, 8, 11, 14]$  mm. Segundo o modelo, o absorvedor em tais arranjos pode atuar na faixa de 175 a 300 Hz, aproximadamente, sendo que a frequência de ressonância é inversamente proporcional à espessura da placa (como previsto pela Equação 3.5, ao considerar a espessura da placa como o comprimento do gargalo do ressonador).

**Figura 3.8:** Espectros teóricos do coeficiente de absorção sonora de um absorvedor de Helmholtz, com material resistivo posicionado junto à placa, e com  $r = 2.5$  mm,  $D = 30$  mm,  $p = 40$  mm,  $C = 60$  mm e  $l_0 = [2, 5, 8, 11, 14]$  mm.



Fonte: o autor

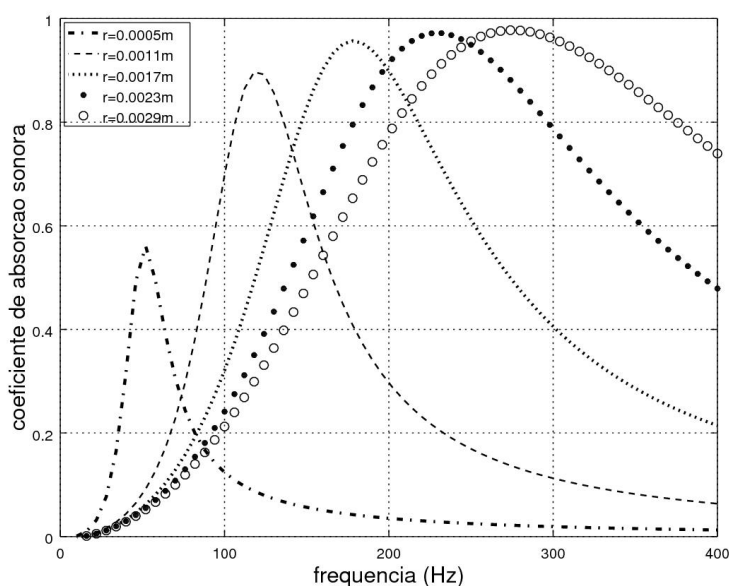
Espessuras acima de 14 mm diminuem a frequência de atuação do absorvedor, podendo aproximar a absorção do sistema para o mínimo exigido por salas pequenas — uma placa de 50 mm desloca o pico de ressonância para a região dos 100 Hz, por exemplo. Por outro lado, julga-se que o peso e a demanda espacial resultantes podem ser considerados problemas práticos. Para o caso analisado, o limite superior da frequência de atuação

atende a faixa de interesse, e a implicação prática da respectiva espessura (2 mm) carece de investigação experimental (julga-se existir uma rigidez limite a partir da qual a placa se comporta como uma membrana ressonante, e os fenômenos físicos envolvidos exigiriam adaptações no modelo).

### Efeitos do raio das perfurações

Seguindo o mesmo procedimento obtém-se o gráfico da Figura 3.9, no qual são mostradas as curvas obtidas para arranjos da configuração padrão distintos pelo raio das perfurações da placa, que assumiu os valores  $r = [0.5, 1.1, 1.7, 2.3, 2.9]$  mm. Ao contrário da espessura da placa, o raio das perfurações (que dita a área do gargalo do ressonador) é diretamente proporcional à frequência de ressonância, e com os valores utilizados pôde-se varrer a faixa de 50 a 280 Hz, aproximadamente.

**Figura 3.9:** Espectros teóricos do coeficiente de absorção sonora de um absorvedor de Helmholtz, com material resistivo posicionado junto à placa, e com  $l_0 = 5$  mm,  $D = 30$  mm,  $p = 40$  mm,  $C = 60$  mm e  $r = [0.5, 1.1, 1.7, 2.3, 2.9]$  mm.



Fonte: o autor

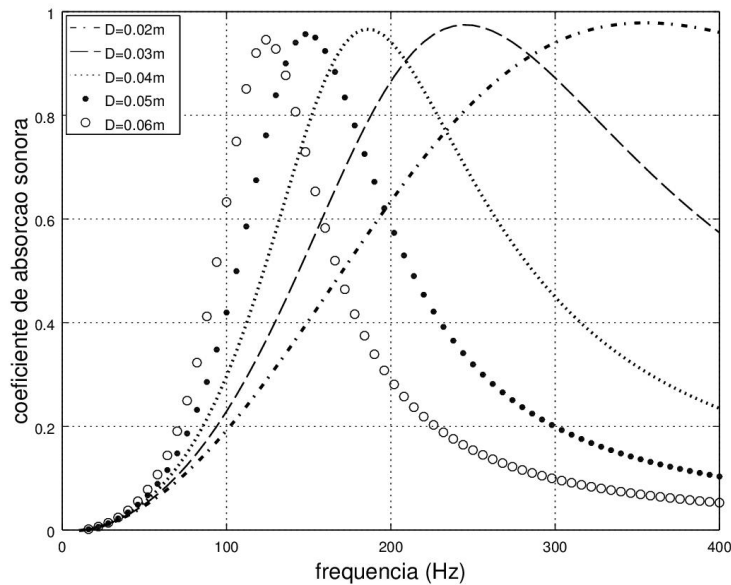
Se o diâmetro das perfurações da placa for menor do que 1 mm, o modelo prevê atuação do sistema nas primeiras frequências da faixa de interesse. Porém, perfurações submilimétricas caracterizam os painéis micro-perfurados, nos quais, segundo Cox e D'Antonio (2006), parte da energia é absorvida pela viscosidade da camada limite (camada de fluido presente nas imediações de uma superfície delimitadora). Julga-se que esse fenômeno

pode comprometer a eficácia de predição do modelo em tal faixa do espectro, tornando necessária uma investigação experimental.

### Efeitos da taxa de abertura da placa

O gráfico da Figura 3.10 mostra a influência da distância entre as perfurações da placa no desempenho acústico do absorvedor. Para a obtenção das curvas, foram atribuídos para  $D$  os valores [20, 30, 40, 50, 60] mm. Juntamente com o raio das perfurações, a distância  $D$  estabelece a taxa de abertura da placa, que também é diretamente proporcional à frequência de ressonância do sistema — quanto maior a distância, menor a quantidade de perfurações por área, e consequentemente menor a frequência (vice-versa). Os resultados mostram que a variação de  $D$  na configuração padrão retorna coeficientes sintonizados a partir 100 Hz com picos de absorção próximos de 1 em magnitude.

**Figura 3.10:** Espectros teóricos do coeficiente de absorção sonora de um absorvedor de Helmholtz, com material resistivo posicionado junto à placa, e com  $l_0 = 5$  mm,  $r = 2.5$  mm,  $p = 40$  mm,  $C = 60$  mm e  $D = [20, 30, 40, 50, 60]$  mm.



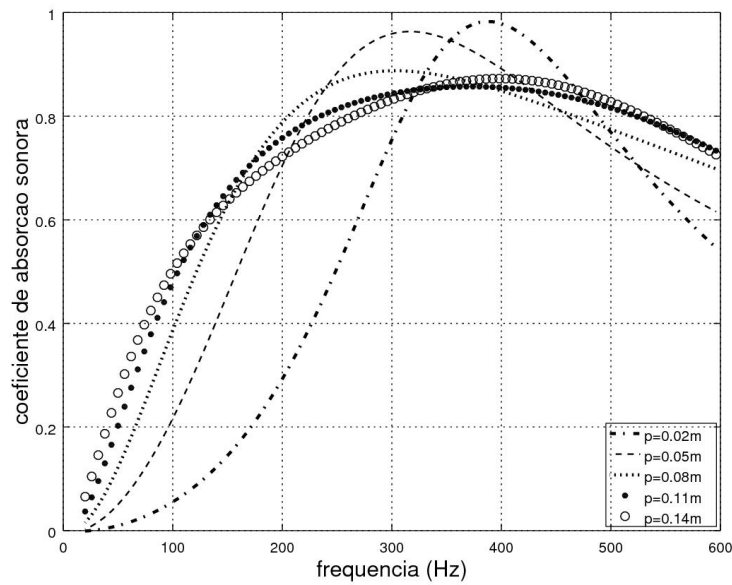
Fonte: o autor

### Efeitos da quantidade de material resistivo

Tratando-se de salas com volumes inferiores a  $60 \text{ m}^3$ , pode ser desejável limitar a espessura total do absorvedor a ser aplicado, dada por  $p+C+l_0$ . Na presente análise, foi imposta uma espessura máxima de 14 mm para a placa perfurada. Perante esse valor, considera-se aqui

que a soma das espessuras do material resistivo e da cavidade de ar não deva ultrapassar 200 mm ( $(p + C)_{max} = 200$  mm). O gráfico da Figura 3.11 mostra os coeficientes de absorção sonora obtidos ao se variar a espessura do material resistivo, que assumiu os valores  $p = [20, 50, 80, 110, 140]$  mm. Como  $C = 60$  mm na configuração padrão, a condição de espessura máxima do sistema foi mantida.

**Figura 3.11:** Espectros teóricos do coeficiente de absorção sonora de um absorvedor de Helmholtz, com material resistivo posicionado junto à placa, e com  $l_0 = 5$  mm,  $r = 2.5$  mm,  $D = 30$  mm,  $C = 60$  mm e  $p = [20, 50, 80, 110, 140]$  mm.



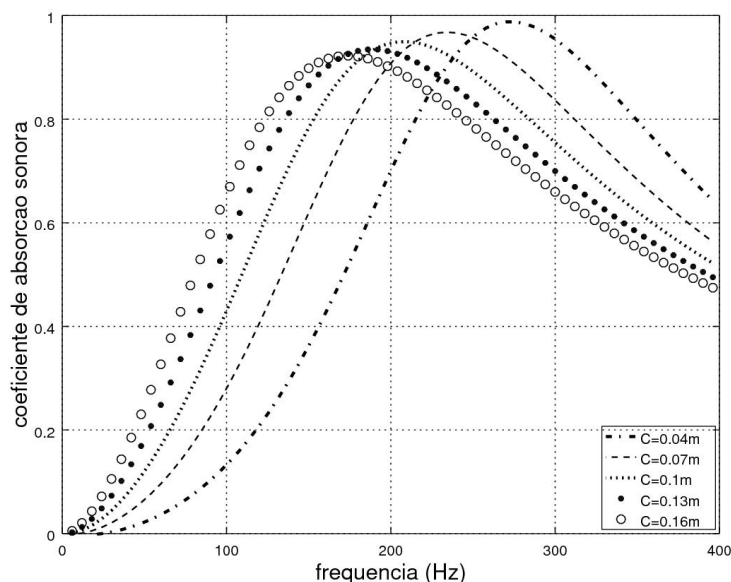
Fonte: o autor

Nota-se que a espessura do material resistivo exerce maior influência na largura da banda de atuação do sistema do que na respectiva frequência de ressonância, que no caso apresenta picos entre 300 e 400 Hz.

### Efeitos da espessura da cavidade de ar

Para analisar a influência da espessura da cavidade de ar no comportamento acústico do absorvedor, como a espessura  $p$  do material resistivo é de 40 mm na configuração padrão, atribui-se para  $C$  os valores  $[40, 70, 100, 130, 160]$  mm, respeitando assim a condição  $(p + C)_{max} = 200$  mm. O gráfico da Figura 3.12 apresenta a predição do modelo para tal situação. Nota-se que a espessura da cavidade de ar, nos limites analisados, permite variar a atuação do absorvedor entre 160 e 280 Hz, e exerce pouca influência na magnitude do espectro de absorção sonora.

**Figura 3.12:** Espectros teóricos do coeficiente de absorção sonora de um absorvedor de Helmholtz, com material resistivo posicionado junto à placa, e com  $l_0 = 5$  mm,  $r = 2.5$  mm,  $D = 30$  mm,  $p = 40$  mm e  $C = [40, 70, 100, 130, 160]$  mm.



Fonte: o autor

### Efeitos da aplicação e posicionamento do material resistivo

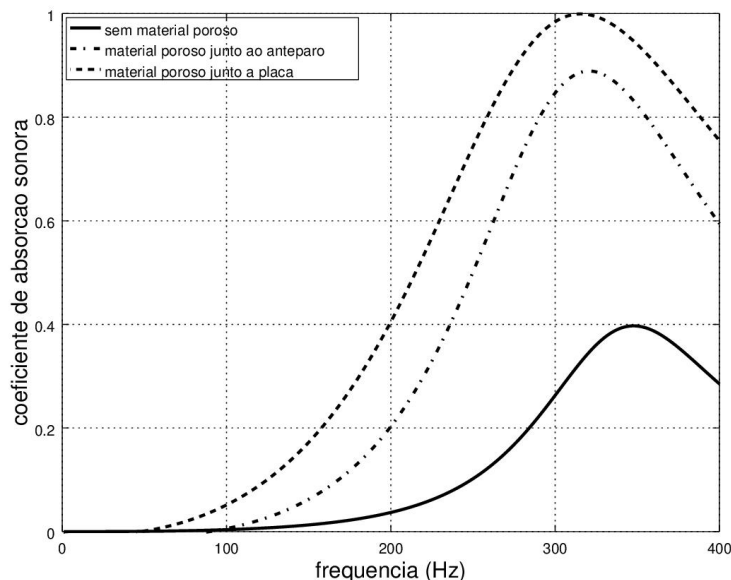
O gráfico da Figura 3.13 mostra como a aplicação e o posicionamento do material resistivo influenciam no comportamento acústico do absorvedor de Helmholtz considerado na presente análise (configuração padrão).

Observa-se no gráfico da Figura 3.13 que a magnitude do coeficiente de absorção aumenta com a aplicação de material resistivo, e esse aumento é comparativamente mais significativo para o material posicionado junto à placa perfurada, fato anteriormente observado no gráfico experimental da Figura 3.6 e que influenciou na escolha da configuração padrão. Além disso, o posicionamento do material junto à placa aumenta a banda de atuação do absorvedor, característica que em geral torna a respectiva configuração preferível: se o absorvedor apresenta um pico de ressonância estreito, existe o risco de se criar um vale não desejado no campo modal do ambiente a ser tratado (COX; D'ANTONIO, 2006).

Observa-se ainda que a aplicação de material resistivo desloca o pico do coeficiente de absorção sonora no sentido das baixas frequências. Essa constatação sugere que o uso de um modelo simplificado, além de não fornecer detalhes do comportamento acústico do absorvedor, pode falhar na predição da respectiva frequência de ressonância.



**Figura 3.13:** Espectros teóricos do coeficiente de absorção sonora de um absorvedor de Helmholtz, com  $l_0 = 5$  mm,  $r = 2.5$  mm,  $D = 30$  mm,  $p = 40$  mm,  $C = 60$  mm, para três situações: sem aplicação de material resistivo, com material resistivo posicionado junto ao anteparo, e com material resistivo posicionado junto à placa.



Fonte: o autor

### 3.4 Aplicação em salas pequenas

A análise exposta na seção anterior introduz o potencial do absorvedor de Helmholtz para o controle dos modos acústicos presentes em salas pequenas. Cada gráfico apresentado mostra as curvas do coeficiente de absorção sonora obtidas ao se variar isoladamente um parâmetro geométrico do sistema, mantendo os demais fixos em dimensões padronizadas. Os limites do conjunto de valores atribuídos aos parâmetros variantes foram estabelecidos com base em suposições acerca de consequências práticas, sendo que algumas carecem de investigação experimental. Dentro desses limites, o modelo prevê que combinações de absorvedores de Helmholtz de diferentes configurações podem atuar nas frequências dos três primeiros modos axiais de cada direção presentes em salas de volumes entre 20 e 60 m<sup>3</sup>. Por outro lado, a eficácia do controle modal depende de outros fatores, como a direção e a energia do modo acústico, a quantidade de absorção proferida pelo absorvedor na respectiva frequência, o posicionamento do absorvedor e a área ocupada pelo mesmo (SOUZA; PATRAQUIM, 2012) (RIVET et al., 2012).

Souza e Patraquim (2012) investigaram esses fatores por meio de modelos matemáticos que descrevem a resposta acústica de salas retangulares via função de transferência em

regime estacionário. Para tal, os autores consideraram salas de volumes variando entre 20 e 60 m<sup>3</sup>, com absorvedores ocupando 50% da área de cada uma das quatro superfícies em dois tipos de distribuição: (1) absorvedores que atuam homogeneamente nas três primeiras frequência modais da direção normal à superfície de aplicação, e (2) absorvedores que atuam homogeneamente nas três primeiras frequências modais de cada direção (ou seja, que atuam homogeneamente nas nove frequências relativas aos modos de maior energia presentes na sala). As respostas acústicas foram calculadas para três posições de receptor, com a fonte sonora posicionada em um canto inferior da sala (garantindo a excitação de todos os modos possíveis). Os resultados teóricos obtidos mostraram que apenas quatro arranjos do absorvedor de Helmholtz são suficientes para controlar os modos acústicos de salas com volumes de 20, 30, 40, 50 e 60 m<sup>3</sup>, desde que estes permitam a variação dos raios das perfurações da placa, e atuem homogeneamente nas frequências dos três primeiros modos da direção normal à superfície aplicada – distribuição (1). A Tabela 3.1 mostra quais arranjos do absorvedor (definidos pela respectivas distância entre perfurações, faixa de variações dos respectivos raios, espessura da cavidade de ar e espessura do material resistivo) devem ser utilizados de acordo com o volume da sala, segundo a proposta dos autores.

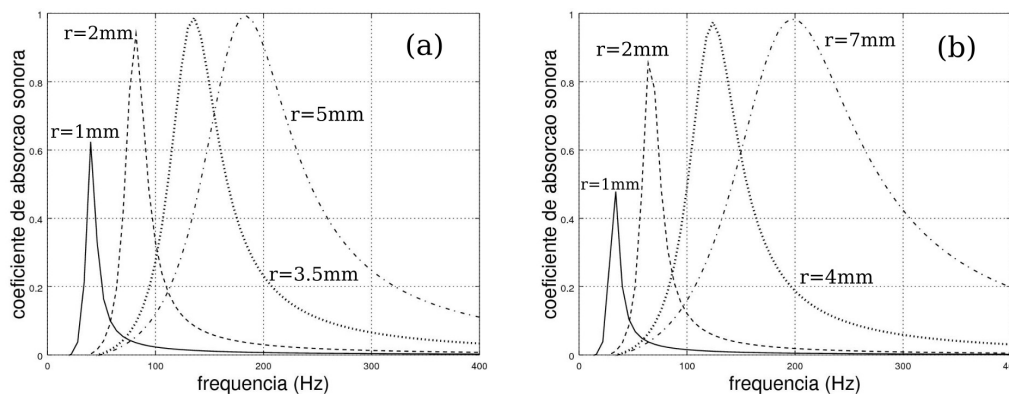
**Tabela 3.1:** Configurações do absorvedor de Helmholtz, com material resistivo posicionado junto à placa perfurada, propostas por Souza e Patraquim (2012) para tratamento modal de salas com volumes entre 20 e 60 m<sup>3</sup>.

$V(m^3)$	$D(mm)$	$r(mm)$	$C(mm)$	$p(mm)$
20	65	1-6	5	60
30	75	1-7	15	60
40-50	85	1-8	5	80
60	95	1-9.5	15	80

Adaptada de Souza e Patraquim (2012)

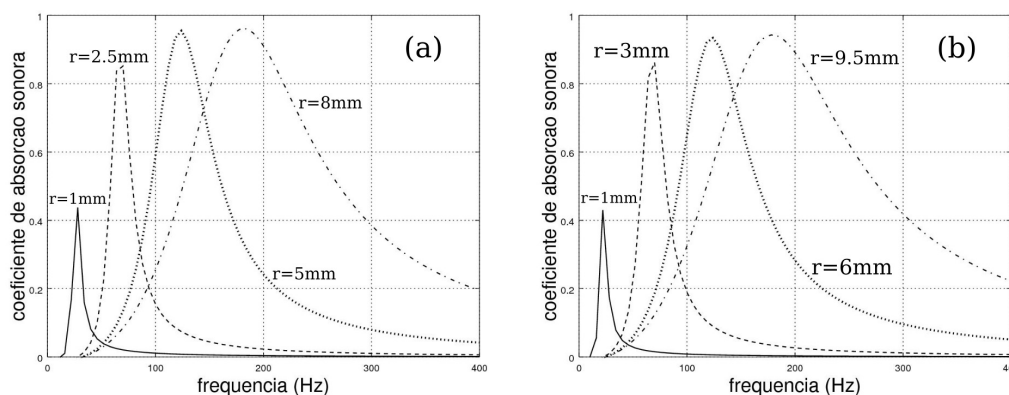
Os gráficos das Figuras 3.14 e 3.15 mostram o comportamento acústico das propostas de absorvedores listadas na Tabela 3.1. De acordo com as constatações dos autores, considerou-se o material resistivo posicionado junto à placa perfurada ( $l_0 = 13$  mm). Foram escolhidos quatro valores de  $r$  entre os limites sugeridos, e para os cálculos foi utilizado o modelo exposto na seção 3.2.

**Figura 3.14:** Espectros de absorção sonora referentes às configurações do absorvedor de Helmholtz propostas por Souza e Patraquim (2012) para serem aplicados em salas com volumes de (a)  $20 \text{ m}^3$  e (b)  $30 \text{ m}^3$ . Os raios referentes a cada curva estão destacados nos gráficos, e os demais parâmetros podem ser encontrados na Tabela 3.1.



Fonte: o autor

**Figura 3.15:** Espectros de absorção sonora referentes às configurações do absorvedor de Helmholtz propostas por Souza e Patraquim (2012) para serem aplicados em salas com volumes de (a)  $40\text{-}50 \text{ m}^3$  e (b)  $60 \text{ m}^3$ . Os raios referentes a cada curva estão destacados nos gráficos, e os demais parâmetros podem ser encontrados na Tabela 3.1.



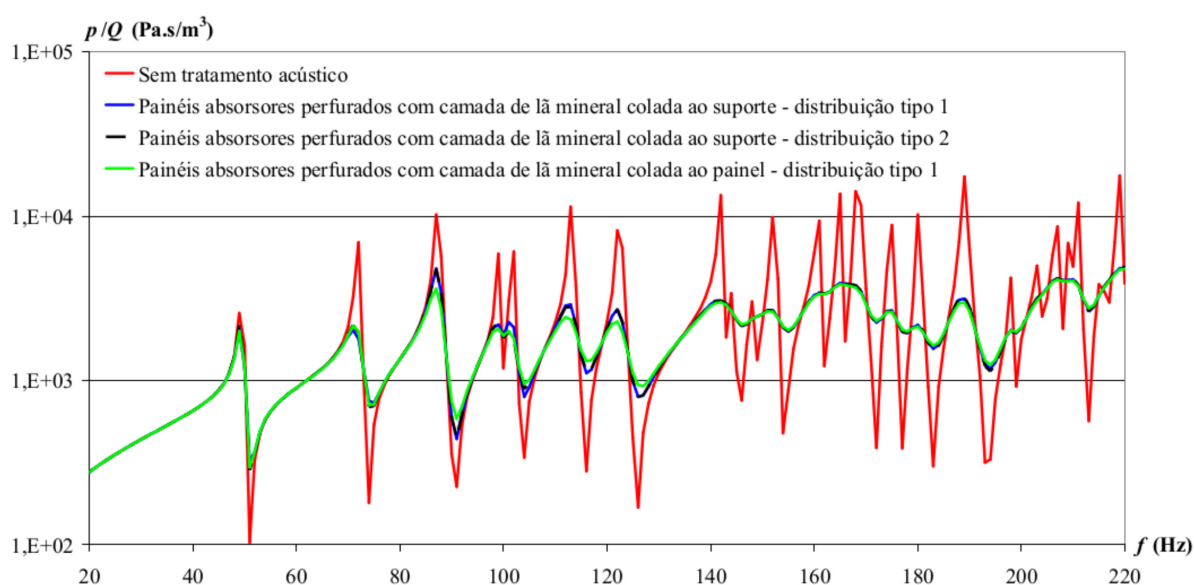
Fonte: o autor

Nota-se que, considerando as quatro configurações, o pico de absorção situa-se entre 20 e 200 Hz, aproximadamente. De acordo com análise anterior e com os próprios autores, o limite superior das frequências modais relevantes em salas pequenas é de aproximadamente 280 Hz, e nessa região os absorvedores propostos atuam com menor magnitude – tomando como exemplo uma sala de dimensões  $2.8 \times 1.9 \times 3.8 \text{ m}$  ( $V \approx 20 \text{ m}^3$ ), a maior frequência modal é de 273 Hz, e o absorvedor proposto para tal volume apresenta um coeficiente de  $\approx 0.4$  na dita frequência. Os autores constataram ainda que as quatro configurações

propostas para os absorvedores são pouco eficientes para tratar as frequências relativas aos primeiros modos da direção mais longa da sala correspondente.

Esta última constatação fica evidenciada no gráfico da Figura 3.16, que mostra o efeito da aplicação da proposta dos autores na resposta em frequência de uma sala de  $20 \text{ m}^3$ , para as duas distribuições de absorção consideradas (o gráfico obtido para o caso extremo oposto – sala de  $60 \text{ m}^3$  – foi apresentado na Figura 2.15). É mostrada também a influência do posicionamento do material resistivo – no caso, uma placa de lã mineral.

**Figura 3.16:** Espectro da função de transferência obtido no canto de uma sala de  $20 \text{ m}^3$ , para quatro situações distintas pelo tipo de tratamento acústico.



Fonte: Souza e Patraquim (2012)

O gráfico da Figura 3.16 deixa claro ainda que mesmo aplicando a solução relativa ao volume da sala em questão, a extensão em frequência da heterogeneidade modal demanda a configuração do absorvedor em todos os arranjos permitidos - ou seja, é necessária a aplicação de no mínimo<sup>2</sup> quatro módulos da solução referente ao volume, cada um arranjado com um raio de perfuração (Figura 3.14 (a)), para se obter absorção ao longo da faixa de frequência problemática.

<sup>2</sup>O tamanho (área) de cada módulo e as características do campo modal determinam a quantidade de absorção (ou número de módulos de cada arranjo) necessária para a atenuação da heterogeneidade modal.

### 3.5 Absorvedor de Helmholtz variável

A busca de Souza e Patraquim (2012) por amenizar o problema da particularidade do absorvedor de Helmholtz resultou na proposta de um sistema passível de adaptação geométrica, capaz de variar a respectiva frequência de atuação de acordo com o volume da sala a ser aplicado — um absorvedor de Helmholtz variável. As lacunas do trabalho, segundo os próprios autores, se baseiam na investigação experimental das constatações teóricas obtidas. O modelo empregado, como qualquer outro, é passível de desvios provindos da idealização das condições de contorno, principalmente quando se considera casos extremos. Além disso, os autores comentam da necessidade de se investigar a influência no desempenho acústico do absorvedor exercida pelo mecanismo responsável pela variação. Citando um exemplo exposto no referido trabalho, pode-se projetar um mecanismo de sobreposição de placas perfuradas que permita variar a taxa de abertura, o que implicaria em um aumento na espessura total do sistema — parâmetro que, segundo o modelo apresentado (Figura 3.8), exerce influência no respectivo desempenho acústico.

#### Considerações gerais

Investigações experimentais, além de permitirem uma verificação das constatações teóricas expostas anteriormente, têm potencial para elucidar fenômenos não contemplados pelos modelos matemáticos. Soluções das supostas limitações podem surgir por meio de medições com variadas configurações e arranjos do absorvedor, incluindo espécies compostas por elementos alternativos aos contemplados pelo modelo. Apesar da literatura contemplar estudos experimentais acerca de variadas alternativas para absorção sonora em baixas frequências, não foram encontrados trabalhos que complementem a pesquisa de Souza e Patraquim (2012). Julga-se relevante, portanto, a investigação experimental de um absorvedor de Helmholtz variável que permita potencializar a solução para as demandas acústicas de salas pequenas. Sendo este um dos objetivos específicos da presente pesquisa, são apresentadas e discutidas no capítulo 4 as possibilidades de métodos experimentais, tal qual é justificada e detalhada a opção adotada.

## Capítulo 4

# Métodos experimentais para caracterização acústica de absorvedores

Tradicionalmente, as características acústicas de materiais absorvedores são obtidas por meio dos métodos experimentais contemplados pelas normas ISO-354 (INTERNATIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION, 2003) e ISO-10534 (INTERNATIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION, 2001), que demandam, respectivamente, uma câmara reverberante e um tubo de impedância. Alternativamente, encontra-se na literatura trabalhos que utilizam métodos da categoria *in situ*, pelos quais os ensaios são conduzidos no local onde encontra-se ou será aplicada a amostra. Discute-se neste capítulo a eficácia dessas possibilidades para as demandas do presente trabalho, e expõe-se em detalhes as características do método adotado. Ao final do capítulo, apresenta-se a metodologia adotada para a pesquisa.

### 4.1 Características dos métodos

O objeto de estudo do presente trabalho — absorvedor de Helmholtz destinado ao controle modal de salas pequenas, apresenta duas particularidades determinantes para a escolha do método experimental a ser aplicado: faixa de frequência não usual e limitação para o tamanho mínimo das amostras. De acordo com as constatações teóricas expostas no capítulo 3, a caracterização acústica dos absorvedores deve varrer a faixa entre 25 e 280

Hz, que é a região do espectro na qual os modos formados em salas pequenas apresentam maior energia. O tamanho mínimo da amostra, por sua vez, depende da distância  $D$  entre as perfurações da placa que compõe o absorvedor ensaiado. De acordo com o gráfico da Figura 3.10, para verificar a eficácia dos absorvedores abaixo de 100 Hz unicamente pela variação de  $D$ , esta dimensão deve exceder 60 mm. O método a ser aplicado, portanto, deve ser capaz de analisar a resposta acústica do objeto na faixa de 20 a 300 Hz, e aceitar amostras com dimensões maiores que 60 mm.

O método da câmara reverberante garante a demanda espacial, já que para atendê-lo as amostras devem cobrir áreas de 10 a 12.0 m<sup>2</sup> (valores referentes à absorvedores planos). Por outro lado, a precisão dos resultados em baixas frequências pode ser prejudicada pelas ressonâncias do ambiente experimental. De acordo com a própria norma ISO-354 (2003), “...Especialmente para baixas frequências (abaixo de 100 Hz), pode ser muito difícil a obtenção de resultados precisos devido à baixa densidade modal da câmara reverberante...” (Tradução: o autor).

Métodos *in situ* apresentam a mesma limitação espectral, já que os ambientes de ensaio podem apresentar características modais prejudiciais à qualidade dos resultados. Cox e D’Antonio (2006) acrescentam ainda que a precisão em baixas frequências desse tipo de método depende do tamanho da amostra, pois os efeitos das bordas dos sistemas ensaiados exercem influência na propagação das ondas em tal região do espectro, influência esta que pode se estender para os parâmetros analisados. Takahashi, Otsuru e Tomiku (2003), proponentes de um método dessa categoria, comentam que por tais motivos a precisão dos resultados só pode ser garantida para frequências acima de 200 Hz.

Nota-se na literatura que a busca pela caracterização experimental de absorvedores comumente conta com ensaios em tubos de impedância. Julga-se que os principais motivos são a praticidade oferecida pela demanda de amostras reduzidas e a disponibilidade comercial. A norma ISO-10534 (2001) expõe que a frequência de atuação do aparato é limitada pelas respectivas dimensões, que, por sua vez, determinam o tamanho máximo permitido para as amostras. Exemplificando, o sistema utilizado nos trabalhos de Li, Chang e Liu (2016) e Patraquim et al. (2014) – modelo 4206A oferecido pela empresa Bruel & Kjaer<sup>1</sup> – aceita amostras circulares de 100 mm de diâmetro, e atua na faixa de 250 Hz a 20 kHz. Amostras maiores exigem tubos maiores em seção transversal, o

---

<sup>1</sup> Bruel & Kjaer Store – <store.bksv.com> – acesso em 28/09/2016.

que diminui a máxima frequência de atuação. Análises em frequências abaixo de 250 Hz exigem tubos maiores em comprimento.

O método do tubo de impedância, portanto, atende às demandas do presente trabalho, desde que o aparato apresente as dimensões necessárias. A falta de alternativas comerciais torna necessária a construção do aparato por parte do pesquisador, tal qual procederam Oldfield e Bechwati (2008). As particularidades do método e as exigências técnicas são expostas na seção 4.2.

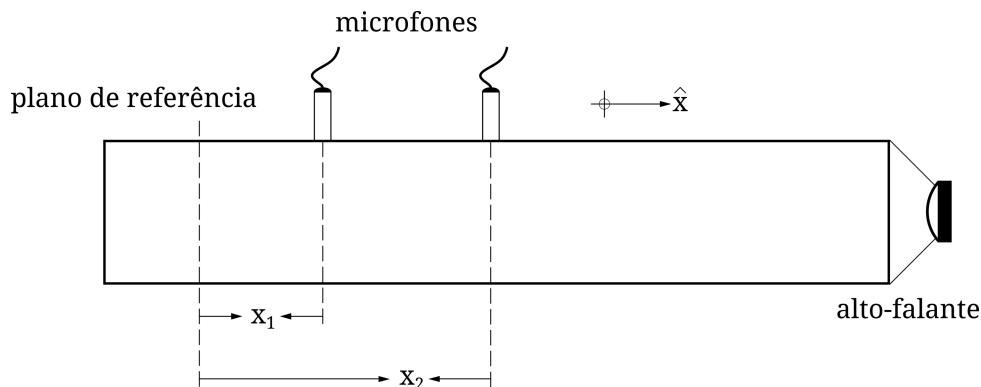
## 4.2 Tubo de impedância

Em suma, um tubo de impedância é composto por uma guia de onda munida de uma fonte sonora instalada longitudinalmente em uma das extremidades, e sensores acústicos instalados transversalmente ao longo de sua extensão. O material a ser analisado é posicionado transversalmente na extremidade oposta à fonte sonora, formando o chamado plano de referência. Os parâmetros acústicos são obtidos por meio de relações matemáticas envolvendo o campo acústico captado pelos sensores, resultante da interferência entre as ondas emitidas pela fonte sonora (incidentes) e as ondas refletidas pelo material.

### 4.2.1 Fundamentação teórica

O método utilizado no presente trabalho, baseado na norma ISO-10534 (2001), demanda o uso de dois microfones atuando como sensores acústicos, posicionados às distâncias  $x_1$  e  $x_2$  do plano de referência, tal qual ilustra a Figura 4.1.

**Figura 4.1:** Ilustração esquemática do tubo de impedância, com detalhe para as posições  $x_1$  e  $x_2$  dos microfones.



Fonte: o autor



A pressão sonora das ondas incidente ( $p_I$ ) e refletida ( $p_R$ ) podem ser expressas respectivamente pelas Equações 4.1 e 4.2. Nelas,  $\hat{p}_I$  e  $\hat{p}_R$  representam as respectivas pressões no plano de referência, e  $k_0$  representa o número de onda (ou constante de propagação). Considera-se que o regime dinâmico no interior do tubo favoreça à propagação de ondas planas.

$$p_I = \hat{p}_I e^{jk_0 x} \quad (4.1)$$

$$p_R = \hat{p}_R e^{-jk_0 x} \quad (4.2)$$

As pressões sonoras em  $x_1$  e  $x_2$  (posições dos microfones), portanto, podem ser dadas pelas Equações 4.3 e 4.4.

$$p_1 = \hat{p}_I e^{jk_0 x_1} + \hat{p}_R e^{-jk_0 x_1} \quad (4.3)$$

$$p_2 = \hat{p}_I e^{jk_0 x_2} + \hat{p}_R e^{-jk_0 x_2} \quad (4.4)$$

A função de transferência  $H_{12}$  entre  $p_1$  e  $p_2$  é dada pela razão  $p_2/p_1$ . Sabendo que o coeficiente de reflexão  $r$  pode ser obtido por meio da expressão  $\hat{p}_R = r\hat{p}_I$ , pode-se escrever a Equação 4.5.

$$H_{12} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{e^{jk_0 x_2} + r e^{-jk_0 x_2}}{e^{jk_0 x_1} + r e^{-jk_0 x_1}} \quad (4.5)$$

Isolando  $r$  na expressão de  $H_{12}$ , obtém-se a expressão para o coeficiente de reflexão do material, Equação 4.6. Nela,  $s = (x_1 - x_2)$  é a distância entre os microfones.

$$r = e^{2jk_0 x_1} \frac{H_{12} - e^{-jk_0 s}}{e^{jk_0 s} - H_{12}} \quad (4.6)$$

Assim, o coeficiente de absorção sonora pode ser expresso pela Equação 4.7.

$$\alpha = 1 - |r|^2 \quad (4.7)$$

Vale notar que a formulação apresentada retorna as propriedades acústicas do material perante incidências normais. Para se obter uma estimativa do comportamento da

amostra perante incidências aleatórias (campo difuso), a norma ISO-10534 (2001) propõe a Equação 4.8, que se aplica somente a absorvedores localmente reativos.

$$\alpha_d = 8 \frac{z'}{z'^2 + z''^2} \left[ 1 - \frac{z'}{z'^2 + z''^2} \ln(1 + 2z' + z'^2 + z''^2) + \left( \frac{1}{z''} \right) \frac{z'^2 - z''^2}{z'^2 + z''^2} \arctan \left( \frac{z''}{1 + z'} \right) \right] \quad (4.8)$$

Nesta equação,  $z'$  e  $z''$  são as partes real e imaginária da impedância específica normalizada do material,  $Z/\rho_0 c$ , que por sua vez pode ser dada pela Equação 4.9.

$$\frac{Z}{\rho_0 c} = z' + jz'' = (1 + r)/(1 - r) \quad (4.9)$$

### 4.2.2 Requisitos técnicos

A princípio, um tubo de impedância pode apresentar qualquer formato de seção transversal, desde que essa seja constante e permita a propagação de ondas sonoras planas. A norma ISO-10534 (2001), por outro lado, restringe as possibilidades ao recomendar seções circulares ou retangulares, sendo essas últimas preferivelmente quadradas. Expõem-se aqui as exigências técnicas da norma para a construção de um tubo de impedância retangular, que é o aparato experimental adotado para o presente trabalho.

Para garantir que as ondas sonoras se propaguem devidamente ao longo do tubo (caráter plano com o mínimo possível de perdas por viscosidade), suas superfícies internas devem ser suficientemente lisas, livres de rugosidade, porosidade ou perfurações (exceto na posição dos microfones). A seção transversal retangular deve manter a forma e a proporção constantes por todo o comprimento, sendo permitidos desvios de até  $\pm 2\%$ . As paredes do tubo devem ser rígidas o suficiente para impedir perturbações acústicas via ressonância estrutural, sendo para tanto recomendadas espessuras de no mínimo 10% da largura referente ao corte transversal. O aparato deve ser vibro-acusticamente isolado, de modo a impedir a interferência de vibrações e ruídos externos nas medições.

As dimensões do tubo dependem da faixa de frequência para a qual os ensaios são conduzidos. A máxima largura  $d$  do corte transversal deve obedecer a Inequação 4.10, na qual  $\lambda_u$  é o comprimento de onda relativo ao limite superior  $f_u$  da faixa de frequência, e  $c$  é a velocidade de propagação do som no meio.

$$d < 0.50\lambda_u \Rightarrow f_u d < 0.50c \quad (4.10)$$

O espaçamento  $s$  entre os microfones, que deve ser conhecido com precisão de  $\pm 2$  mm, depende do limite superior da faixa de frequências, de acordo com a Inequação 4.11.

$$f_u s < 0.045c \quad (4.11)$$

O limite inferior  $f_l$  da faixa de frequências também impõe condições ao espaçamento entre os microfones, de acordo com a Inequação 4.12. Nela,  $\lambda_l$  é o comprimento de onda relativo a  $f_l$ . Vale ressaltar que o sistema de aquisição de dados deve ser sensível à faixa de frequências a ser analisada.

$$s > 0.05\lambda_l \Rightarrow f_l s > 0.05c \quad (4.12)$$

Tanto o alto-falante quanto a amostra criam ondas distorcidas (não planas) em campo próximo, sendo que os microfones devem ser posicionados fora de tais regiões. Recomenda-se assim que  $x_2$  esteja a uma distância  $3d$  da extremidade na qual encontra-se o alto-falante, e que  $x_1$  esteja a uma distância entre  $d/2$  e  $2d$  do plano de referência, dependendo do tipo de amostra. Essas recomendações garantem a aquisição de sinais relativos somente às ondas planas, e determinam, em conjunto com a distância entre os microfones, o comprimento total do tubo.

Ambos os microfones devem ter resposta casada e apresentar diâmetros  $d_m$  pequenos quando comparados à  $cf$ , além de obedecerem a inequação  $d_m < 0.2s$ . A instalação dos mesmos deve ser procedida de forma a garantir isolamento entre o interior e o exterior do tubo, e a interferir o mínimo possível na superfície interior.

Tratando-se de tubos retangulares, recomenda-se que o espaço destinado à amostra seja integrado ao corpo do aparato. No caso, recomenda-se que a inserção das amostras se proceda longitudinalmente através de uma porta devidamente selada, de modo a permitir o preciso ajuste ao plano de referência. O mesmo vale para a inserção do anteparo rígido que antecede a amostra.

O alto-falante deve ser acoplado ao tubo de maneira a preencher  $2/3$  da área interna da seção transversal. Para evitar que as ondas emitidas no sentido oposto ao tubo interfiram no sinal captado pelos microfones, o alto-falante deve ser enclausurado por uma caixa

acústica. As ressonâncias criadas na caixa e no tubo podem ser amenizadas com aplicação de material resistivo — completando o volume, no caso da caixa, e se estendendo por no mínimo 200 mm, no caso do tubo. Ainda, o acoplamento entre a caixa acústica e o tubo deve contar com amortecimento, de forma a amenizar a criação de ressonâncias estruturais no corpo do aparato.

O sistema eletroacústico deve ser capaz de enviar um sinal amplificado ao alto-falante, caracterizado por uma varredura na faixa de frequências de interesse, e receber as respostas obtidas por ambos microfones. Ferramentas computacionais, por fim, devem atuar sobre os sinais captados, executando as transformações e manipulações matemáticas necessárias para a obtenção dos espectros de absorção sonora.

Os requisitos técnicos apresentados na presente seção foram seguidos para a construção do tubo de impedância, cujo procedimento é exposto no capítulo 5 e configura uma das etapas da metodologia adotada para atender o objetivo geral da presente pesquisa. Tal metodologia é apresentada na seção que segue.

### 4.3 Metodologia da pesquisa

Diante do objetivo do presente trabalho e das lacunas que o motivaram, optou-se por conduzir a pesquisa de modo exploratório, baseando-a em investigações experimentais. Para possibilitar e fundamentar as investigações, tal qual guiar a análise dos resultados obtidos, julgou-se necessário seguir as etapas expostas e resumidamente discutidas a seguir.

O conhecimento do estado da arte deu-se pela busca na literatura especializada (artigos científicos e livros) por propostas de soluções para o controle modal de salas, tanto em termos gerais (diversas formas de controle) quanto em termos específicos (absorvedores de Helmholtz e variações). Essa etapa foi fundamental para identificar lacunas, justificar a escolha do objeto, e formar a base de referências a trabalhos que descrevem os fenômenos envolvidos no problema. Com tal base, pôde-se selecionar os modelos utilizados nas investigações teóricas acerca do comportamento modal de salas pequenas e do desempenho acústico das várias configurações de absorvedores de Helmholtz. As informações coletadas nessa primeira fase da pesquisa foram expostas ao longo dos capítulos 2 e 3.

Os resultados obtidos nas investigações teóricas restringiram a abrangência do objeto de estudo, o que otimizou a busca por métodos adequados para a respectiva caracterização

experimental. Para atender ao método selecionado (método da função de transferência — único julgado apto perante as demandas do trabalho), foi necessário construir o aparato experimental (tubo de impedância). A construção seguiu as diretrizes contempladas pela norma ISO-10534 (2001), expostas no presente capítulo. O procedimento adotado, tal qual os materiais e componentes empregados, são expostos no capítulo 5.

Para testar a eficácia do aparato construído, foram conduzidos ensaios preliminares com amostras de comportamento acústico conhecido. Diante de resultados incompatíveis com os esperados, optou-se por conduzir investigações comparativas nas quais os parâmetros do aparato foram gradualmente modificados, o que possibilitou identificar e ajustar as fontes de erros. As incertezas do procedimento experimental foram estimadas através da análise dos desvios obtidos entre alguns dos ensaios preliminares. Tais procedimentos, também expostos e discutidos no capítulo 5, configuraram a etapa de adequação do aparato experimental.

Com o aparato construído e adequado, pôde-se dar início às investigações experimentais. Em suma, o objetivo das investigações foi o de caracterizar experimentalmente configurações do absorvedor de Helmholtz para compor a proposta de solução variável, passível de sintonia. Para tal, amostras do absorvedor foram configuradas buscando varrer o máximo de possibilidades dentro das restrições consideradas: faixa de frequência desejada para atuação (definida de acordo com as frequências modais presenciadas em salas pequenas) e desempenho (definido pela magnitude dos coeficientes de absorção na faixa considerada). Ainda, visando a acessibilidade, praticidade e aplicabilidade da solução almejada, questões como dimensões e materiais de composição também determinaram o desenvolvimento das amostras.

A princípio, para guiar a escolha dos parâmetros de cada configuração das amostras do absorvedor, utilizou-se como base as predições do modelo teórico. Ao longo da investigação, porém, alguns resultados que divergiram da predição indicaram a necessidade de serem consideradas configurações adicionais. Como consequência, foram identificadas algumas lacunas na descrição teórica do objeto.

A investigação experimental foi encerrada quando julgou-se ter caracterizado configurações que, em conjunto, contemplaram o desempenho buscado para a proposta do absorvedor de Helmholtz variável. Os procedimentos e resultados obtidos, expostos e discutidos qualitativa e quantitativamente no capítulo 6, auxiliaram também no projeto

estrutural da proposta, que demandou o desenvolvimento dos sistemas de variação. As frequências de ressonância das amostras do absorvedor obtidas experimentalmente foram comparadas com a predição do modelo teórico, o que auxiliou no entendimento do comportamento acústico do objeto, e substanciou algumas das lacunas identificadas na sua descrição.

O desenvolvimento da proposta de absorvedor de Helmholtz variável, exposto no capítulo 7, foi conduzido em duas etapas: definição das configurações e projeto estrutural. Na primeira etapa, remeteu-se aos resultados obtidos na investigação experimental para efetuar uma seleção das configurações que, em conjunto, apresentaram coeficientes de absorção comparativamente elevados na faixa de frequências de interesse. Na segunda etapa, a estrutura da solução e o respectivo sistema de variação foram projetados de acordo com as configurações selecionadas. Tal qual procedido na definição das amostras, ambas etapas foram conduzidas visando a acessibilidade, praticidade e aplicabilidade da solução.

A eficiência de aplicação da solução proposta foi analisada com base no modelo teórico que descreve o comportamento modal de salas e nos resultados da investigação computacional conduzida por Souza e Patraquim (2012). Com essa última etapa da pesquisa, exposta também no capítulo 7, surgiram questões cujas respostas demandam investigações *in situ*, configurando assim a sugestão para continuidade do trabalho exposta e discutida em conjunto com as conclusões no capítulo 8.

## Capítulo 5

# Construção e adequação do tubo de impedância

Para a construção do tubo de impedância, foram seguidas as diretrizes contempladas pela norma ISO-10534 (2001), expostas no capítulo 4. A princípio, tinha-se como projeto a construção de um tubo de seção transversal circular, como procedido por Oldfield e Bechwati (2008). Para tal, seria necessária a aquisição de um tubo de aço de aproximadamente 3000 mm de comprimento, 300 mm de diâmetro e 15 mm de espessura (5% do diâmetro). Diante dos orçamentos elevados, optou-se pela busca de alternativas mais acessíveis, mas que ainda atendessem as exigências para o aparato. Decidiu-se então por construir um tubo de seção transversal quadrada constituído de MDF (*medium density fiberboard*). Verificou-se posteriormente que tais escolhas apresentam vantagens além da acessibilidade. A saber, o material é de fácil manipulação quando comparado ao aço, e a forma da seção transversal facilita a adequação das amostras. Por outro lado, a necessidade de montagem do corpo do aparato pode ser considerada uma desvantagem quando comparada ao tubo cilíndrico, que é comercializado já no formato desejado.

### 5.1 Montagem do aparato

#### 5.1.1 Estrutura e dimensões

O mercado disponibiliza as variações de MDF cru e laminado. O MDF cru é caracterizado por superfícies lisas, livres das lâminas rugosas presentes na segunda opção, atendendo automaticamente uma das exigências da norma. A espessura  $e$  das placas para a mon-

tagem do tubo dependem do lado interno  $d$  da seção transversal, devendo obedecer à inequação  $e \geq 0.1d$ . O lado  $d$  do tubo, por sua vez, limita o tamanho das amostras e a frequência máxima de atuação do aparato, de acordo com a Inequação 4.10. Com base nessas dependências e na disponibilidade do mercado, optou-se pela aquisição de placas de 30 mm de espessura, que impõem um máximo de 300 mm para  $d$ . Julgando que, dentro desse limite, quanto maior a área aceitável para a amostra, maior a flexibilidade de investigação experimental, optou-se pela construção de um tubo com seção quadrada de 300 mm de lado interno. Dessa forma, ficou estabelecido aproximadamente 570 Hz como limite superior de frequência de atuação, valor que se enquadra nas demandas do presente trabalho.

O comprimento total do tubo é determinado pela distância  $s$  entre as posições dos microfones, e pelas distâncias mínimas entre tais posições e os limites do tubo (plano de referência e fonte sonora). As Inequações 4.11 e 4.12 determinam a distância  $s$  perante a faixa de frequência de atuação desejada. Mesmo esta faixa não contemplando frequências acima de 400 Hz, são necessários no mínimo dois valores de  $s$  para que as condições sejam satisfeitas. Para atender essa exigência, optou-se pelo uso de três posições fixas de microfones (tal exigência pode também ser atendida pelo uso de uma posição fixa e outra passível de deslocamento, alternativa descartada pela complexidade associada à construção do sistema),  $M_1$ ,  $M_2$  e  $M_3$ . Após um procedimento de tentativas e erros, obteve-se os valores expostos na Tabela 5.1, que sumariza as distâncias  $s$  entre os microfones adotadas, as frequências mínima  $f_l$  e máxima  $f_u$  consequentes, e a dimensão máxima  $d_{máx}$  da lateral da seção transversal do tubo, mostrando que 300 mm obedece os limites. Para os cálculos, atribuiu-se a  $c$  (velocidade do som) o valor de 344 m/s.

**Tabela 5.1:** Valores escolhidos para a distância  $s$  entre os microfones, com os consequentes limites para a faixa de frequência ( $f_l$  e  $f_u$ ) e para a lateral da seção transversal ( $d_{máx}$ ).

Combinação	$s$ (m)	$f_l$ (Hz)	$f_u$ (Hz)	$d_{máx}$ (m)
$M_1-M_2$	0.38	45	407	0.42
$M_2-M_3$	0.52	33	298	0.58
$M_1-M_3$	0.90	19	172	1.00

Fonte: o autor

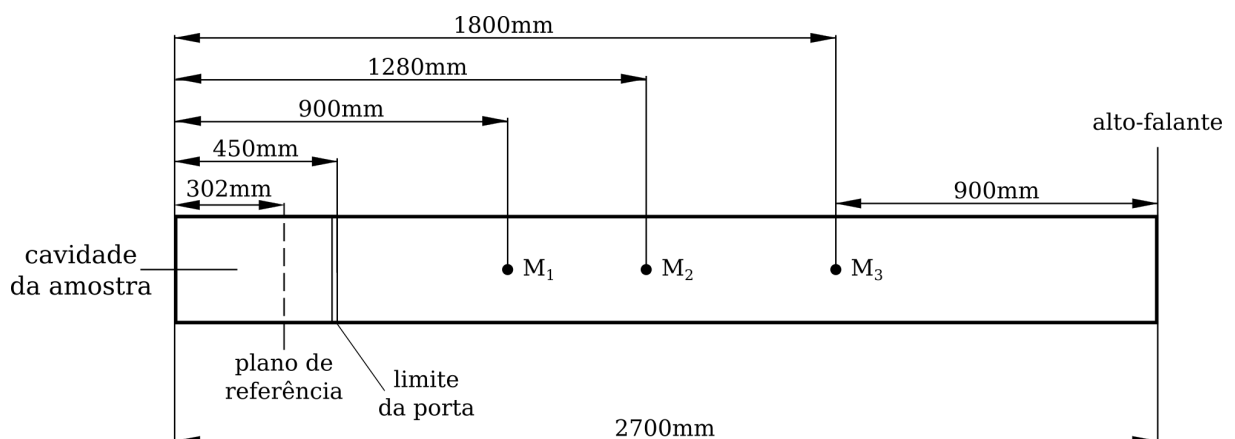
Nota-se pela Tabela 5.1 que o par  $M_1-M_3$  é o único que contempla o limite inferior do espectro de interesse (25 a 280 Hz). O limite superior é contemplado por ambos os pares  $M_1-M_2$  e  $M_2-M_3$ , e para se otimizar o processamento computacional (consequentemente o



tempo de execução de cada ensaio), pode-se considerar apenas uma das opções. Independente da escolha, nota-se que os sinais devem ser gravados nas três posições de microfone. Por contemplar frequências intermediárias em comum, o par sobressalente pode eventualmente fornecer resultados de controle. A opção adotada para os ensaios conduzidos na presente pesquisa é discutida e justificada na seção 5.3.

Como exposto no capítulo 4, a distância mínima entre  $M_1$  e o plano de referência deve estar entre  $d/2$  e  $2d$ . Optou-se pelo limite superior,  $2d = 600$  mm. Na extremidade oposta, a recomendação é que a distância mínima entre  $M_3$  e o alto-falante seja de  $3d = 900$  mm. A distância entre o plano de referência e o alto-falante, portanto, é dada por  $5d$  somados ao maior valor de  $s$ , resultando em 2400 mm. Para se obter o comprimento total do tubo, deve-se acrescentar a esse valor o comprimento da cavidade de amostra, já que optou-se por integrá-la ao corpo do aparato. De acordo com as condições discutidas no capítulo 3, o comprimento das amostras não deve ultrapassar 230 mm, que é a soma das espessuras máximas consideradas para a cavidade de ar, material resistivo e placa perfurada. Dessa maneira, foi adotado 300 mm para a cavidade de amostra, o que resulta em 2700 mm para o comprimento total do tubo (como consequência dos ajustes efetuados na construção, o comprimento final da cavidade de amostra foi de 302 mm). A ilustração da Figura 5.1 representa o tubo em vista superior, com detalhes para as dimensões escolhidas. Nela é representada também a porta de inserção de amostra, com limite escolhido de 450 mm.

**Figura 5.1:** Representação em vista superior do tubo de impedância, com detalhes para as dimensões.



Fonte: o autor

Escolhidas tais dimensões, pôde-se dar início à construção do aparato. A primeira etapa se baseou na montagem das placas que constituem as paredes do corpo do tubo. O peso elevado das partes exigiu fixação por cola e parafusos, e a constância da seção

transversal foi garantida pela precisão geométrica dos cortes (executados pelo próprio vendedor). A parede superior do tubo foi dividida na distância específica para se formar a porta da cavidade de amostra. Na extremidade oposta, foi construído o flange que constitui o sistema de acoplamento entre a caixa acústica e o corpo do tubo. As fotos da Figura 5.2 mostram o corpo do tubo em construção (esquerda) e a vista geral do aparato resultante dessa primeira etapa (direita).

**Figura 5.2:** Fotos do corpo do tubo de impedância, tiradas durante (esquerda) e após (direita) a primeira etapa de construção.



Fonte: o autor

Nota-se na foto da direita da Figura 5.2 que, pela presença do flange, o tubo teve de ser apoiado em barras de madeira (pés de apoio) dispostas transversalmente em sua base. Antecipando a possibilidade de serem gerados ruídos vibro-acústicos provindos do atrito entre as partes (o que poderia influenciar nas medições), foram coladas tiras de borracha no topo de cada barra – procedimento que seguiu as diretrizes da norma.

### 5.1.2 Microfones

Para a instalação dos microfones, foram desenvolvidos suportes de nylon que permitem encaixe justo e posicionamento preciso. Tais características foram garantidas ao se projetar as peças de acordo com as dimensões dos microfones selecionados para o aparato – omnidirecionais da fabricante DBX, modelo RTA-M (microfones de medição com resposta relativa linear na faixa de 20 a 5 kHz). O canal interno dos suportes conta com duas juntas tóricas (*O'Ring*) que, em conjunto com o diâmetro justo, proporciona isolamento acústico suficiente para se obter qualidade nas medições. Além disso, as dimensões do suporte foram escolhidas de modo a garantir que a cápsula dos microfones, quando esses são inseridos, fique nivelada à superfície interna do tubo. A fixação das três peças

nas posições dos microfones procedeu-se de forma a garantir encaixe justo, contando com aplicação de silicone para preencher possíveis ranhuras. As fotos da Figura 5.3 mostram os detalhes de um dos suportes utilizados, tal qual sua instalação no corpo do tubo.

**Figura 5.3:** Fotos de um dos suportes desenvolvidos para os microfones. Esquerda: suporte antes de ser instalado, com inserção de um microfone; centro: detalhe para o nivelamento entre a base do suporte e a cápsula do microfone; direita: suporte e microfone instalados no corpo do tubo.



Fonte: o autor

### 5.1.3 Caixa acústica

A caixa acústica foi construída de acordo com as dimensões do alto-falante escolhido para o sistema eletroacústico. Os fatores que determinaram tal escolha foram o conceito da marca, o tamanho do equipamento e a característica da respectiva curva de resposta. Optou-se pelo *subwoofer* modelo GTO1014D da fabricante JBL Selenium, que responde entre 25 e 400 Hz, e apresenta dimensões de 148 mm de profundidade, 268 mm de diâmetro externo (sobre o tampo da caixa) e 228 mm de diâmetro interno (dimensão para o corte do tampo). O diâmetro de 254 mm do cone atende à exigência de cobrir 2/3 da área da seção transversal do tubo. Com base em tais dimensões, construiu-se uma caixa acústica de  $300 \times 300 \times 250$  mm. Especificamente, as dimensões do tampo excederam os limites da caixa, de modo a compor juntamente com o flange do tubo o sistema de acoplamento entre as partes. Na traseira da caixa foi instalado um painel conector, devidamente selado por borracha e silicone. O alto-falante foi instalado de acordo com as sugestões da fabricante, que fornece a borracha necessária para selar e amortecer o encaixe. O espaço interno remanescente foi preenchido com espuma acústica. As fotos da Figura 5.4 mostram alguns detalhes dessa construção.

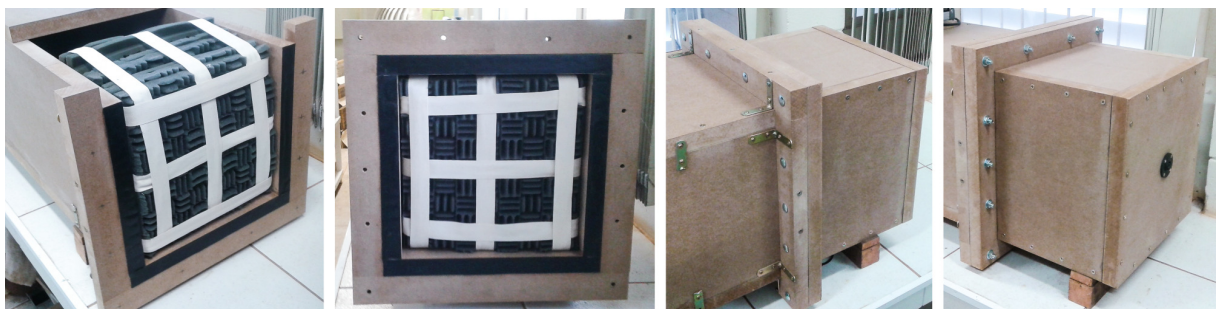
**Figura 5.4:** Fotos da caixa acústica em montagem. Esquerda: interior da caixa visto pela traseira aberta; centro: vista frontal; direita: interior da caixa preenchido com espuma acústica, com detalhe para o painel conector instalado na traseira.



Fonte: o autor

Como já mencionado, a caixa acústica foi acoplada ao tubo pelo sistema de flange. Foram utilizados parafusos sextavados que permitem a remoção da caixa, caso haja necessidade de manutenção. Com intuito de garantir o isolamento entre as partes, foram aplicadas tiras de borracha de 1 mm na borda do tubo (o mesmo se procedeu para a união entre outras partes, quando se julgou prudente). Antes de se proceder com o acoplamento, porém, foi inserido no tubo um conjunto de espumas acústicas formando um bloco de  $300 \times 300 \times 200$  mm, tal qual recomenda a norma ISO-10534 (2001). As fotos da Figura 5.5 mostram tais características.

**Figura 5.5:** Fotos do acoplamento entre a caixa acústica e o tubo. Esquerda e centro-esquerda: detalhe para as espumas acústicas aplicadas na região em frente ao alto-falante e para as tiras de borracha aplicadas na borda; direita e centro-direita: detalhes do sistema de flange.



Fonte: o autor

#### 5.1.4 Cavidade de amostra

Por fim, foi desenvolvido o mecanismo para o fechamento da porta pela qual a amostra deve ser inserida. Buscou-se por um sistema que permita facilidade de manipulação e



garanta o isolamento acústico. Para tal, foram utilizados fechos de pressão nas paredes laterais e na parede superior, tal qual mostram as fotos da Figura 5.6. Nota-se que para auxiliar no isolamento, foi aplicada uma folha de borracha de 1 mm ao longo de toda parte inferior da porta, e na superfície de contato entre a porta e a parede superior do tubo.

**Figura 5.6:** Fotos da porta referente à cavidade de amostra. Esquerda: porta fechada sem o acionamento dos fechos de pressão; centro: porta aberta com detalhe para a borracha aplicada na parte inferior; direita: porta aberta com detalhe para a borracha aplicada na lateral.



Fonte: o autor

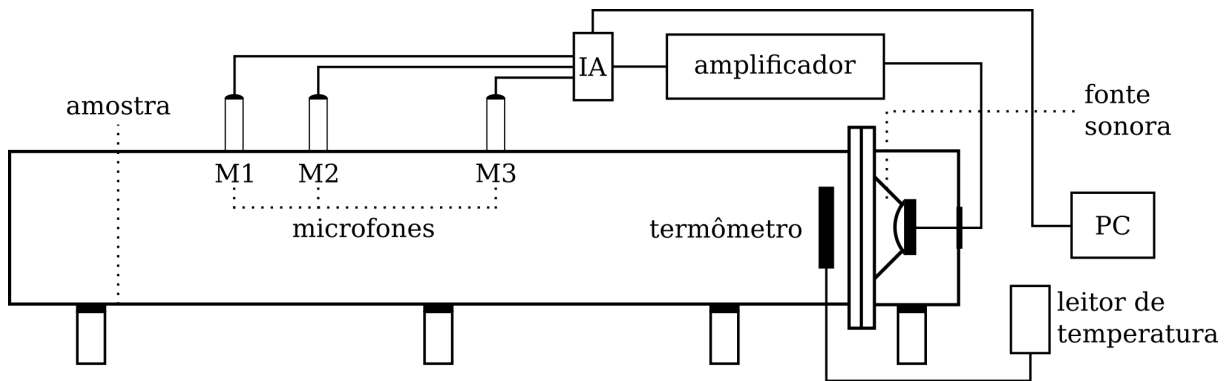
### 5.1.5 Sistema eletroacústico

A indisponibilidade de um sistema comercial completo para aquisição de sinais demandou adaptações com componentes alternativos. Para compor o alto-falante (JBL GTO1014D) e os microfones (DBX RTA-M), optou-se pelo emprego de uma interface de áudio (IA) da fabricante PreSonus, modelo AudioBox 44VSL (24 bit, 96 kHz), e um amplificador de sinais da fabricante LAB.GRUPPEN, modelo LAB 300. O sistema eletroacústico foi incorporado a um micro-computador (PC) munido de aplicativos destinados à análise de sinais. Adicionalmente, um termômetro foi instalado na parede externa do tubo, já que o cálculo da velocidade do som (parâmetro utilizado na obtenção dos coeficientes de absorção sonora) depende da leitura da temperatura no momento da execução de cada ensaio. A imagem da Figura 5.7 ilustra o posicionamento do termômetro e a montagem do sistema eletroacústico.

Em suma, o sistema de aquisição de sinais foi projetado para contemplar as seguintes etapas: o sinal digital gerado pelo micro-computador é convertido para analógico pela interface de áudio, amplificado, e enviado à fonte sonora, que excita acusticamente o interior do tubo. Os microfones então captam pontualmente a pressão acústica resultante da interação entre as ondas sonoras emitidas pela fonte e refletidas pela superfície da

amostra ensaiada. Por fim, os sinais captados são digitalizados pela interface e enviados ao micro-computador, onde são gravados e manipulados.

**Figura 5.7:** Posicionamento do termômetro e montagem do sistema eletroacústico: microfones, interface de áudio (ia), amplificador de sinais, fonte sonora e micro-computador (PC).



Fonte: o autor

## 5.2 Aplicativo e rotina computacional

A rotina computacional que conduziu os ensaios experimentais foi desenvolvida utilizando a linguagem de programação do aplicativo livre GNU Octave (versão 4.0.0), operado pelo sistema livre Ubuntu (versão 16.04 LTS). Para facilitar o desenvolvimento, foram empregados os pacotes de análise de áudio oferecidos pelo sistema Matak<sup>1</sup>.

O primeiro passo do desenvolvimento foi a definição do sinal que alimenta a fonte sonora. A norma ISO-10534 (2001) recomenda o uso de sinais aleatórios, pseudo-aleatórios, periódicos ou de varreduras. Optou-se pela varredura exponencial de senos, com taxa de amostragem de 44100 Hz, duração de 10 segundos, e atuação entre 10 e 350 Hz. Segundo Oldfield e Bechwati (2008), esse tipo de sinal apresenta benefícios tratando-se de tempo de medição, distorção harmônica e erros nas medições. O tempo e a faixa de frequência da varredura, que em união com a leitura da temperatura configuram os dados de entrada da rotina, foram determinados a partir de resultados obtidos com investigações preliminares – para varreduras com duração menor que 10 segundos e atuação nos exatos limites de frequência considerados para o trabalho (25 a 280 Hz), foi observado que a repetibilidade dos ensaios era comprometida.

<sup>1</sup>Mat's Audio Analyzer – [audioroot.net/mataa-mats-audio-analyzer](http://audioroot.net/mataa-mats-audio-analyzer) – acesso em 01/04/2019.

Para cada ensaio, a rotina foi programada para executar três varreduras e manipular matematicamente as médias das respostas gravadas. Para anteder ao método da função de transferência, as seguintes manipulações foram empregadas: aplicação de filtro passa-baixa, decomposição para frequências formadoras (transformada de Fourier), cálculo das respostas ao impulso, janelamento, e cálculo dos auto-espectros e espectros cruzados. Seguida de tais manipulações, a Equação 4.5 foi empregada para fornecer a função de transferência, que apresentou frequência de resolução de 2.95 Hz. Por fim, foram empregadas as Equações 4.6 e 4.7 para a obtenção dos espectros dos coeficientes de reflexão e absorção sonoras. As linhas de comando que definem a rotina desenvolvida são expostas em completo no apêndice C.

## 5.3 Ajustes e adaptações

Uma primeira bateria de testes mostrou que o aparato necessitava de ajustes, já que medições com algumas amostras retornaram resultados não esperados. Para obter um diagnóstico das possíveis fontes de desvios, foi efetuada uma série de investigações comparativas, nas quais parâmetros estruturais, eletroacústicos e computacionais foram variados. Ao final dessas investigações, algumas modificações foram empregadas em definitivo, cujos detalhes e procedimentos são expostos a seguir.

### 5.3.1 Microfones

A princípio, cada ensaio conduzido no tubo de impedância projetado pode fornecer resultados precisos em toda a faixa de frequência considerada para o trabalho. Para isso, é necessário o uso de três microfones posicionados concomitantemente em  $M_1$ ,  $M_2$  e  $M_3$ , e estes devem estar calibrados entre si (ou seja, apresentar a mesma resposta em frequência). As investigações comparativas, porém, indicaram que o uso de apenas dois dos microfones disponíveis retornavam melhores resultados, provavelmente pelo terceiro microfone não apresentar uma resposta em frequência adequada. Essas mesmas investigações indicaram que melhores resultados eram obtidos para os dois microfones posicionados nos pares  $M_1$ - $M_3$  e  $M_2$ - $M_3$ .

Assim, para evitar a necessidade de novas aquisições (o que agregaria custos ao projeto), optou-se por configurar o aparato para atuar com apenas dois microfones. Conse-

quentemente, os ensaios posteriores foram divididos em dois grupos: um para a faixa de frequência entre 25 e 85 Hz (microfones no par  $M_1$ - $M_3$ , varredura de 10 a 180 Hz – grupo 1) e outro para a faixa entre 85 e 280 Hz (microfones no par  $M_2$ - $M_3$ , varredura de 40 a 350 Hz – grupo 2). Para cada faixa, as investigações comparativas indicaram que eram necessárias modificações no filtro passa-baixa (parâmetro computacional dependente da frequência) e nas intensidades dos sinais de entrada e saída (parâmetros eletroacústicos). Dessa forma, o aparato teve de ser calibrado antes de cada grupo de ensaios. A rotina exposta no apêndice C refere-se aos ensaios do grupo 1, sendo que os valores referentes à faixa de frequência e aos parâmetros do filtro passa-baixa para o caso do grupo 2 são apresentados na mesma rotina como comentários (ou seja, precedidos pelo símbolo %). A divisão dos ensaios demandou ainda a exposição dos resultados em gráficos separados de acordo com a faixa de frequência analisada.

Para preencher o canal relativo ao suporte de microfone sobressalente em cada grupo de ensaios, foi desenvolvida uma peça com as mesmas dimensões do microfone que, quando aplicada, garante isolamento acústico e nivelamento da superfície interna do tubo. A foto da Figura 5.8 apresenta os detalhes da peça isolante.

**Figura 5.8:** Fotos da peça que isola o suporte sobressalente nas medições. Esquerda: suporte antes de ser instalado, preenchido com a peça isolante; centro: suporte instalado no corpo do tubo, com a peça isolante separada; direita: os três suportes instalados no corpo do tubo, preenchidos com dois microfones e com a peça isolante.



Fonte: o autor

### 5.3.2 Caixa acústica e cavidade de amostra

As investigações comparativas mostraram que o grau de acoplamento entre a caixa acústica e o corpo do tubo através do sistema de flange interferia nos resultados, que variaram conforme a pressão aplicada pelos parafusos sextavados. Julgando que esse comporta-



mento provinha da transmissão de ruído vibracional gerado na caixa acústica, as tiras de borracha de 1 mm inicialmente aplicadas na borda do tubo foram substituídas por uma borracha amortecedora mais espessa (10 mm), que cobriu a área total do sistema de flange. Adicionalmente, os parafusos sextavados foram trocados por grampos de pressão. Tais adaptações, detalhadas nas fotos da Figura 5.9, garantiram uma maior repetibilidade dos resultados.

**Figura 5.9:** Adaptação efetuada para o acoplamento entre a caixa acústica e o corpo do tubo. Esquerda: um dos grampos de pressão utilizados; centro-esquerda: lateral do sistema de flange com dois grampos aplicados; centro-direita: detalhe para o grampo pressionando o sistema de flange preenchido pela borracha; direita: vista geral do acoplamento abrangendo parte do sistema eletroacústico e o termômetro instalado na lateral do tubo.

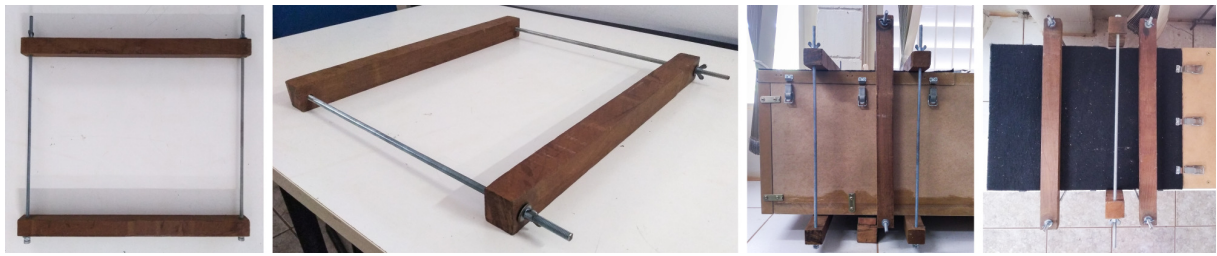


Fonte: o autor

As instalações dos fechos de pressão no corpo do tubo cederam com o uso, fato que também refletiu na repetibilidade dos resultados obtidos na investigação comparativa. Para sanar o problema, o mecanismo de fechamento da cavidade de amostra foi trocado por dois grampos construídos com madeira maciça e barra roscada, tal qual detalham as fotos da Figura 5.10. Nota-se pelas duas fotos da direita que o mesmo tipo de grampo foi utilizado para exercer pressão nas laterais do tubo, na região do plano de referência. Buscou-se com tal inserção um mecanismo para auxiliar o encaixe lateral justo das amostras, que a princípio era garantido unicamente pela confecção de amostras com larguras precisas. Nota-se ainda que os três fechos do topo do tubo (fechos longitudinais) continuaram em uso, já que não foi possível garantir pressão na região apenas com as adaptações efetuadas.

Para investigar comparativamente os efeitos das adaptações, testes foram conduzidos com uma amostra do absorvedor de Helmholtz, para cinco situações de fechamento da cavidade: porta apenas apoiada (sem fechos de pressão); fechamento com fechos de pressão na região da amostra; fechamento com fechos de pressão na região da amostra e na extremidade da cavidade; e fechamento com os dois grampos substituintes. Adicionalmente,

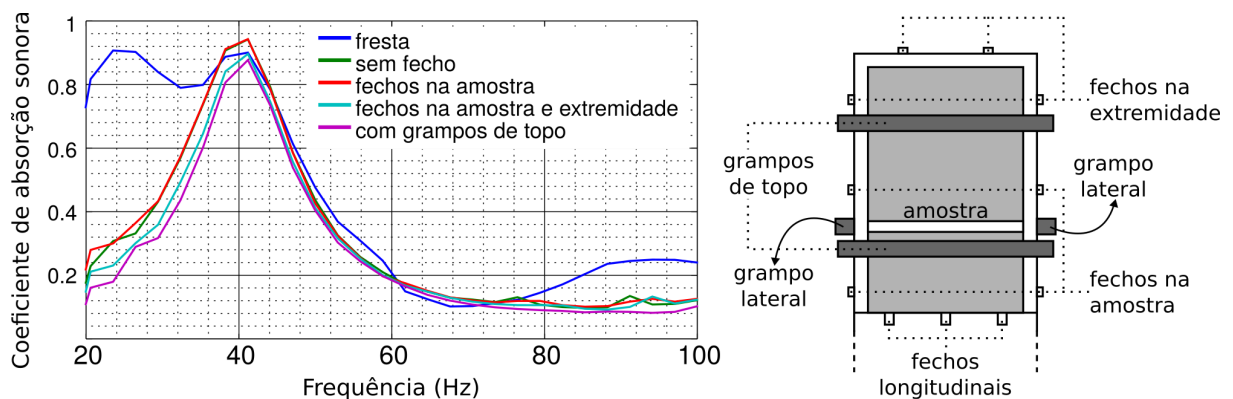
**Figura 5.10:** Esquerda e centro-esquerda: grampos confeccionados para substituir os fechos de pressão; centro-direita e direita: vistas lateral e superior da cavidade de amostra com o novo sistema de fechamento.



Fonte: o autor

um teste foi conduzido com a criação intencional de uma fresta entre a porta da cavidade e o topo do tubo. Com exceção de tal teste adicional, todas situações de fechamento contaram com pressão nos fechos longitudinais. A Figura 5.11 mostra o gráfico dos resultados obtidos, tal qual uma ilustração em vista superior das possibilidades de fechamento.

**Figura 5.11:** Esquerda: coeficientes de absorção sonora obtidos com uma amostra do absorvedor de Helmholtz, para várias situações de fechamento da cavidade; direita: esquema ilustrativo em vista superior da cavidade de amostra, com indicação para as possibilidades de fechamento.

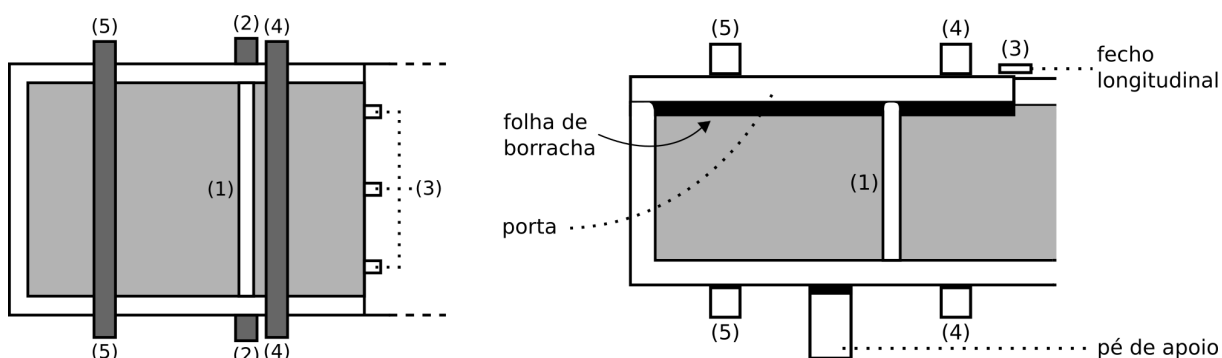


Fonte: o autor

A variação entre os resultados observada no gráfico da Figura 5.11 indicou a importância de se garantir encaixe da amostra e fechamento da cavidade precisos o suficiente para excluir a possibilidade de surgimento de frestas. Em vista disso, para auxiliar o novo mecanismo, as amostras ensaiadas a partir de sua aplicação foram confeccionadas com alturas que excederam as laterais do tubo em dimensões submilimétricas (em torno de 0.5 mm). Buscou-se com tal procedimento obter um encaixe justo entre as amostras e a porta da cavidade, cuja base contém uma folha de borracha de 1 mm de espessura (Figura 5.6). Ao final de todas as adaptações, o fechamento da cavidade de amostra passou

a contemplar os seguintes passos: (1) encaixe da amostra; (2) aplicação de pressão lateral (grampo lateral); (3) encaixe da porta e aplicação de pressão nos fechos longitudinais; (4) aplicação de pressão na região da amostra (grampo de topo); e (5) aplicação de pressão na extremidade (grampo de topo). As imagens da Figura 5.12 ilustram a cavidade de amostra em vista superior e em corte longitudinal, com indicação para as partes relativas a cada passo de fechamento.

**Figura 5.12:** Ilustração em vista superior (esquerda) e em corte longitudinal (direita) da cavidade de amostra, com numeração indicando os passos para fechamento. A folha de borracha que sela o contato entre a amostra e a porta é apresentada com dimensões extrapoladas para melhor visualização.



Fonte: o autor

A Figura 5.13 mostra duas fotos do aparato experimental após o emprego do sistema eletroacústico e a aplicação das adaptações. A configuração em questão refere-se aos ensaios do grupo 1, com microfones posicionados no par  $M_1$ - $M_3$ , e a peça isolante em  $M_2$ .

**Figura 5.13:** Aparato experimental completo, após receber aplicação das adaptações.

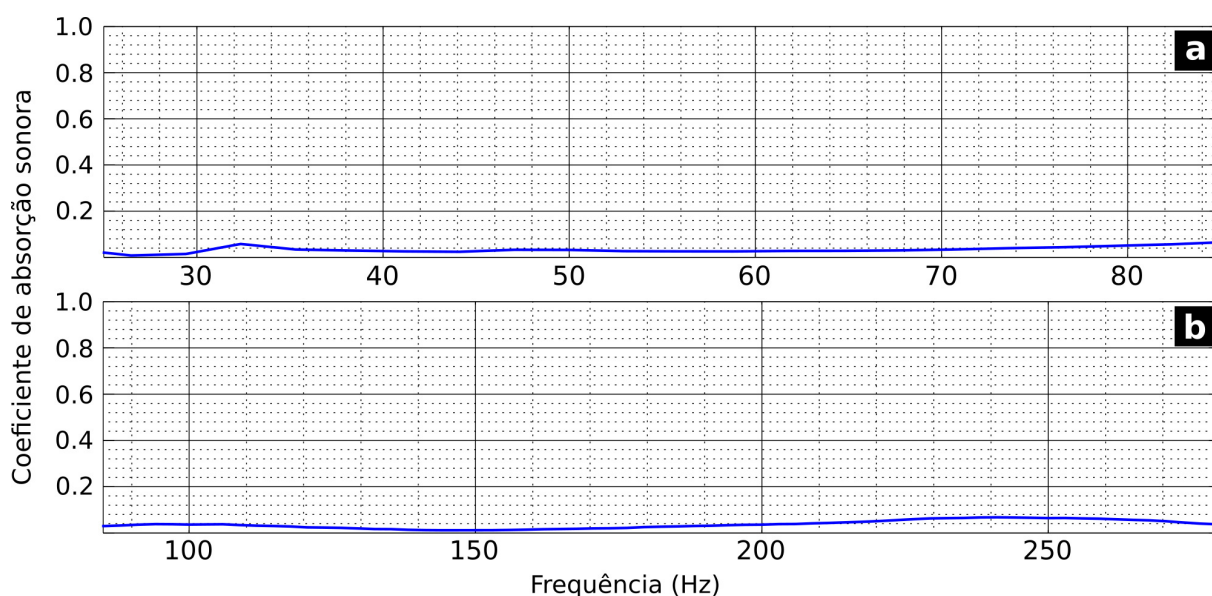


Fonte: o autor

## 5.4 Pré-teste

A fim de se verificar a eficácia do aparato após os ajustes e adaptações, testes foram conduzidos com uma amostra de alta impedância (predominantemente reflexiva), já que esta deve apresentar absorção próxima de zero em toda faixa do espectro considerado. Para tal, optou-se pela confecção de uma placa quadrada de MDF cru, com 300 mm de lado (para adequação ao aparato) e 30 mm de espessura. Os gráficos da Figura 5.14 mostram os resultados obtidos para o coeficiente de absorção sonora em função da frequência.

**Figura 5.14:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para uma amostra de alta impedância (placa de MDF de 30 mm de espessura), nas faixas de (a) 25 a 85 Hz e (b) 85 a 280 Hz.



Fonte: o autor

Alguma absorção sonora é esperada para ensaios com amostras de alta impedância, tanto pela absorção do material em si quanto pelas perdas de energia que ocorrem na propagação das ondas ao longo do tubo. Por outro lado, essa absorção não deve ser elevada — tipicamente, os coeficientes obtidos com terminações rígidas em tubos de impedância apresentam magnitudes menores que 0.1 ao longo do espectro (OLDFIELD; BECHWATI, 2008) (KRÜGER; QUICKERT, 1997). Esse comportamento pode ser observado nos gráficos da Figura 5.14, sendo que a obtenção de tais resultados indicou a aptidão do aparato para servir aos objetivos da presente pesquisa.

## 5.5 Estimativa de erros

Apesar de ensaios conduzidos com amostras de comportamento acústico esperado fornecerem indicativos da eficácia do aparato, a validação dos resultados obtidos só pode ser garantida com o conhecimento das incertezas estimadas. A norma ISO-10534 (2001) prevê que se as exigências para o procedimento experimental e para o processamento dos sinais forem cumpridas, pode-se estimar incertezas máximas de 1% para a magnitude e 0.6° para a fase da função de transferência computada. Essas mesmas estimativas são também previstas por Boden e Abom (1986), que desenvolveram um trabalho sobre a influência dos erros no método de dois microfones. A própria norma, porém, comenta que a evolução de tais incertezas na determinação das propriedades acústicas do material ensaiado é especulativa, já que esta depende de fontes de erros externas. Ainda, para serem obtidas informações acerca da repetibilidade e reprodutibilidade dos resultados, a norma recomenda comparações inter-laboratoriais, que não foram possíveis devido às particularidades do aparato construído.

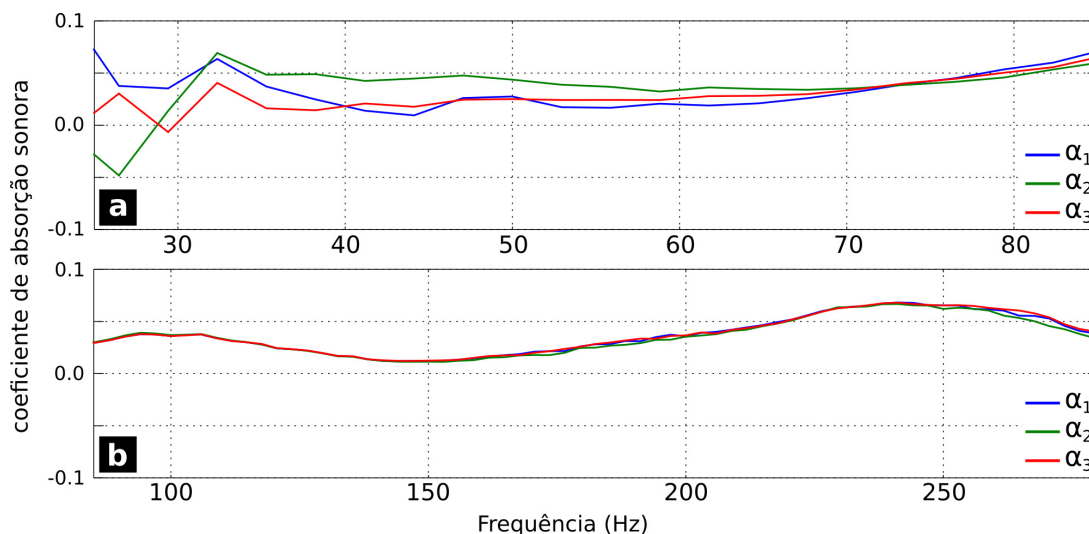
Diante de tais lacunas e a fim de serem complementadas as incertezas previstas para a função de transferência, foi efetuada uma investigação acerca dos desvios observados na obtenção dos coeficientes de absorção sonora da amostra de alta impedância. Para o caso, os coeficientes foram computados a partir das respostas gravadas em cada uma das três varreduras efetuadas em cada faixa de frequência, tal qual mostram os gráficos da Figura 5.15. Para melhor visualização dos resultados, optou-se por atribuir aos eixos dos coeficientes (verticais) a faixa entre -0.1 e 0.1.

Observa-se pelos gráficos da Figura 5.15 que a maior repetibilidade dos resultados foi obtida para a segunda faixa do espectro ensaiada. Para a primeira faixa, são observadas diferenças de até aproximadamente 0.1 entre os coeficientes, que atingiram valores inclusive negativos.

A fim de se obter um comparativo entre os resultados computados a partir de cada varredura  $\alpha_n$  e a média dos coeficientes  $\alpha_m$ , foram calculados os desvios absolutos médios  $\sum |\alpha_n - \alpha_m|/3$  para ambas as faixas de frequência ensaiadas. Os resultados são mostrados nos gráficos da Figura 5.16. No caso, foram atribuídos limites de 0 e 0.1 para os eixos dos coeficientes.

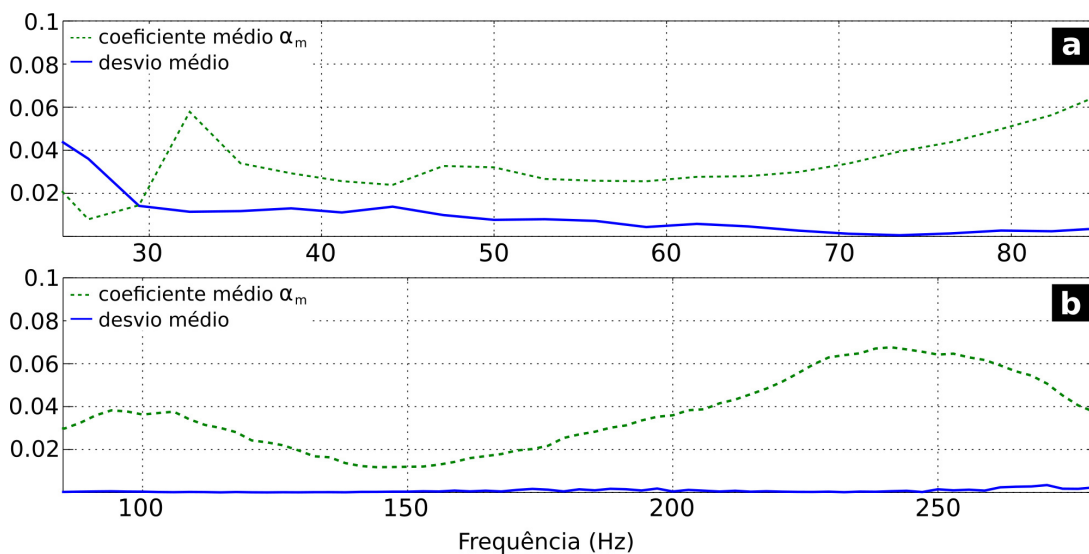


**Figura 5.15:** Coeficientes de absorção sonora obtidos a partir das três varreduras executadas com a amostra de alta impedância, nas faixas de (a) 25 a 85 Hz e (b) 85 a 280 Hz.



Fonte: o autor

**Figura 5.16:** Coeficientes e desvios médios obtidos a partir das três varreduras executadas com a amostra de alta impedância, nas faixas de (a) 25 a 80 Hz e (b) 85 a 280 Hz.



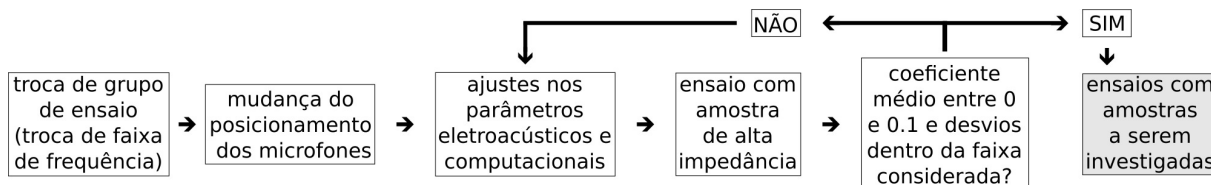
Fonte: o autor

O gráfico da Figura 5.16 (a) mostra que o desvio médio máximo obtido para a magnitude dos coeficientes foi de 0.04. Ainda, os maiores desvios são observados para frequências abaixo de 30 Hz. Julga-se que esse tipo de comportamento pode ser consequência tanto de efeitos vibro-acústicos gerados na estrutura do tubo, quanto da resposta da fonte sonora em si. Acima de tal frequência, os resultados apresentaram desvio máximo de aproximadamente 0.018, porém predominantemente abaixo de 0.01.

Diante da diversidade de investigações previstas para a pesquisa, optou-se por não computar os desvios em todo ensaio conduzido, já que isso demandaria um tempo experimental impraticável. Alternativamente, os desvios tipicamente oferecidos pelo aparato foram estimados com base nos resultados observados nos gráficos da Figura 5.16. Buscando contemplar casos extremos, foram consideradas variações de até 0.1 para a magnitude dos coeficientes ao longo de toda faixa de frequência considerada, valor que se adéqua inclusive aos desvios individuais observados no gráfico da Figura 5.15 (a).

Tal estimativa foi posteriormente consolidada nas etapas de calibração do aparato: a fim de validar os ajustes necessários para os parâmetros eletroacústicos e computacionais, entre o processo de calibração e os ensaios de cada grupo, as medições com a amostra de alta impedância foram repetidas e os respectivos desvios foram computados. Quando os desvios ultrapassavam o máximo de 0.1 estimado para a magnitude dos coeficientes — fato pouco observado e que, em geral, implicava em coeficientes médios elevados em certas frequências — os ajustes eram refeitos. O diagrama da Figura 5.17 ilustra os passos tomados em cada etapa de calibração.

**Figura 5.17:** Diagrama representativo dos passos seguidos na calibração do aparato.



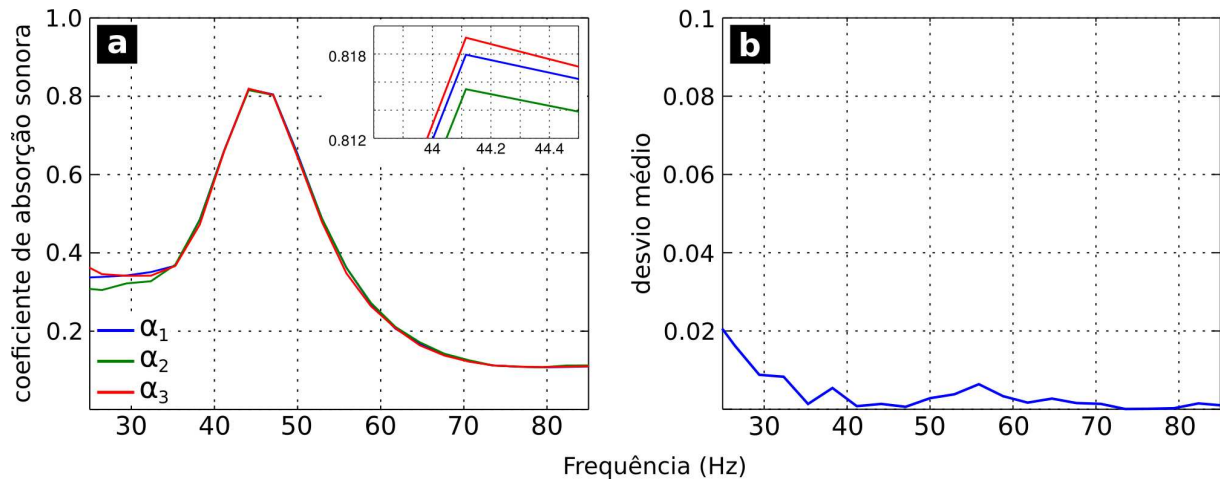
Fonte: o autor

## Desvios em frequência

A absorção típica obtida com a amostra de alta impedância não permitiu análises de desvios no eixo das frequências, já que as respectivas curvas não apresentaram, como esperado, caráter de sintonia. Por outro lado, algumas amostras do absorvedor de Helmholtz foram testadas ao longo das investigações comparativas, e foi observado que os picos de absorção não variavam em frequência. Os gráficos da Figura 5.18 mostram os coeficientes de absorção e o desvio médio obtidos para um desses testes.

O gráfico da Figura 5.18 (a) mostra que as maiores divergências entre os coeficientes computados a partir de cada varredura ocorreram para frequências abaixo de 35 Hz, comportamento em acordo com o observado para a amostra de alta impedância (Figura

**Figura 5.18:** Resultados obtidos a partir de três varreduras executadas com uma amostra do absorvedor de Helmholtz, na faixa de 25 a 85 Hz. (a) coeficientes de absorção sonora com detalhe para os respectivos comportamentos na região dos picos; e (b) desvio médio.



Fonte: o autor

5.15). O gráfico da Figura 5.18 (b) mostra que o desvio médio dos coeficientes não ultrapassou 0.02 em magnitude, valor dentro da faixa estimada para o aparato. O gráfico em detalhe na Figura 5.18 (a) mostra que, na região dos picos de absorção, os desvios em magnitude não ultrapassaram 0.006. Já para o eixo das frequências, a resolução do mesmo não permite identificar desvios, porém é possível concluir que estes não passaram de 0.05 Hz. Esse mesmo tipo de comportamento foi observado em alguns testes posteriores com amostras do absorvedor, para os quais os coeficientes foram computados a partir das três varreduras.

Como não foram identificados desvios relevantes em frequência ao longo das investigações experimentais, as análises acerca da sintonia dos coeficientes obtidos com amostras do absorvedor de Helmholtz basearam-se na comparação entre os resultados experimentais e as frequências de ressonância fornecidas pelo modelo. Assim, o desenvolvimento de tais análises é exposto no capítulo 6.



## Capítulo 6

# Investigação experimental do absorvedor de Helmholtz

A busca pelo desenvolvimento de um absorvedor de Helmholtz variável exigiu a investigação experimental do desempenho acústico do sistema em suas diversas configurações e arranjos. Diante da pluralidade de possibilidades, fez-se necessário restringir a investigação de acordo com a aplicação prevista para a solução: controle dos modos acústicos presenciados em salas pequenas. Ou seja, consideraram-se apenas amostras do absorvedor com frequências de ressonância entre 25 e 280 Hz, que é a faixa relativa às frequências dos três primeiros modos axiais de cada direção de salas com volumes entre 20 e 60 m<sup>3</sup>. No presente capítulo são apresentados e discutidos o desenvolvimento das amostras, os resultados com elas obtidos, e o comparativo teórico-experimental.

### 6.1 Amostras

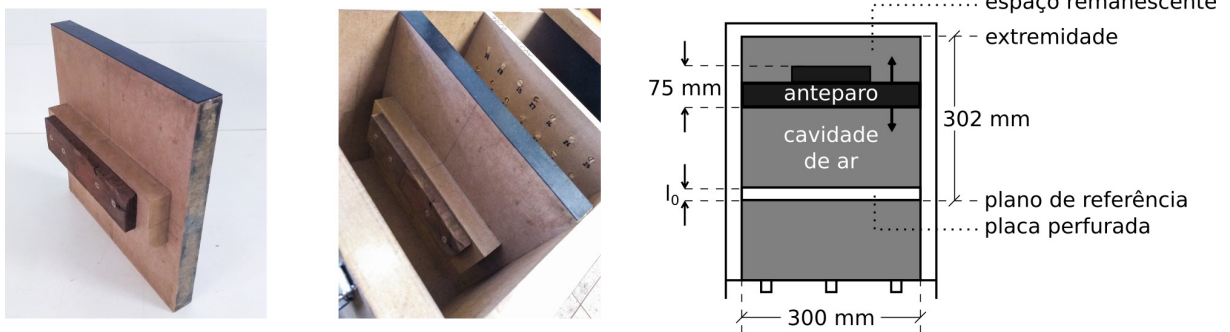
A montagem das amostras do absorvedor de Helmholtz demandou a confecção das partes que o compõem, a saber: placa perfurada, anteparo rígido com a cavidade de ar consequente de seu posicionamento, e placa de material resistivo. O aparato experimental exigiu que tais partes apresentassem seção transversal quadrada com lados de 300 mm. As escolhas das demais dimensões e parâmetros de cada parte, que foram baseadas na investigação conduzida com o modelo teórico, são expostas e discutidas a seguir.

### 6.1.1 Anteparo rígido e cavidade de ar

O método da função de transferência exige que a frente da placa perfurada (ou frente da amostra) seja posicionada no plano de referência adotado para o aparato. Dessa forma, a espessura máxima  $C_{max}$  da cavidade de ar foi definida pela distância entre o plano de referência e a extremidade da cavidade de amostra (ou extremidade do tubo). Como essa distância é de 302 mm, pode-se escrever  $C_{max} = 302 - l_0$ , onde  $l_0$  é a espessura da placa perfurada. Para a formação de cavidades de ar menos espessas, foi utilizada como anteparo rígido uma placa de MDF cru de 30 mm de espessura (a mesma placa que configurou a amostra de alta impedância), que pôde ser posicionada de acordo com a demanda. Para auxiliar as constantes manipulações que seriam executadas no anteparo (inserção, remoção e reposicionamento), foi instalado em sua parte traseira um puxador de madeira de 45 mm de espessura. Assim, a segunda maior espessura possível para a cavidade de ar (anteparo posicionado junto à extremidade do tubo) foi definida como  $C_{max'} = 302 - 75 - l_0$  [mm].

A fim de se evitar a criação de frestas entre a cavidade de ar das amostras e o espaço remanescente da inserção do anteparo, foi aplicada no topo da placa uma tira de borracha de 0.5 mm de espessura. A Figura 6.1 mostra fotos que detalham essa e outras características da montagem do anteparo, tal qual uma ilustração da sua inserção na cavidade de amostra.

**Figura 6.1:** Esquerda: foto do anteparo confeccionado mostrando a tira de borracha aplicada em seu topo e o puxador instalado em sua traseira; centro: foto de uma amostra montada no tubo, cuja configuração demandou a utilização do anteparo rígido; direita: ilustração em vista superior da cavidade de amostra na situação da foto central, com indicações para as partes e as respectivas dimensões.



Fonte: o autor

### 6.1.2 Placa perfurada

As placas perfuradas foram confeccionadas também em MDF cru, que é comumente comercializado nas espessuras de 3, 6, 9, 12, 15, 18, 20, 25 e 30 mm. A investigação teórica desenvolvida no capítulo 3 indicou que uma espessura máxima de aproximadamente 14 mm poderia oferecer ao absorvedor a praticidade e o desempenho esperados. Assim, diante das possibilidades do mercado, foram consideradas placas com espessuras variando entre 3 e 15 mm. Como discutido no capítulo 5, a fim de minimizar a possibilidade de criação de frestas no fechamento da cavidade de amostra, as placas foram construídas com dimensões que excederam em aproximadamente 0.5 mm as laterais do tubo, resultando em retângulos de  $300 \times 300.5$  mm.

Os raios das perfurações da placa foram definidos de acordo com as possibilidades de brocas comercializadas, que possuem diâmetros a partir de 0.5 mm. Na prática, não há limite superior imposto para os raios, visto que as perfurações podem também ser executadas com o uso de serras-copo ou serras tico-tico. Como a investigação teórica indicou que perfurações com diâmetros variando entre 1.0 e 9.5 mm seriam suficientes para os absorvedores atuarem na faixa do espectro considerado, pôde-se trabalhar apenas com brocas dos tipos aço rápido, três pontas, e chatas, disponíveis em diâmetros variando entre 0.5 e 25 mm. A fim de se obter perfurações precisas e alinhadas, essas foram confeccionadas com o auxílio de uma furadeira de bancada.

#### Restrição dos parâmetros da placa a serem variados

Os primeiros ensaios da investigação, aqui chamados de ensaios preliminares, foram conduzidos para amostras do absorvedor com placas de 15 mm de espessura, e com perfurações de aproximadamente 9.5 mm de diâmetro (exatamente 3/8 de polegada). A variação na taxa de abertura foi obtida com o aumento gradual do número de perfurações, e para cada taxa foram ensaiadas diferentes espessuras de cavidade de ar. Em alguns casos, as amostras receberam aplicação de material resistivo, cuja confecção é discutida adiante. Os resultados indicaram que mantendo as dimensões da placa e das perfurações constantes nos valores supracitados, seria possível configurar amostras com coeficientes de absorção sintonizados ao longo da faixa de frequências de interesse. Essa constatação permitiu diminuir ainda mais a abrangência da investigação, o que otimizou o procedimento experimental.

Assim, o único parâmetro da placa perfurada que sofreu variações foi a taxa de abertura, sendo que as espessuras e os raios de perfurações alternativos inicialmente considerados ( $3 \rightarrow 15$  mm e  $0.5 \rightarrow 25$  mm, respectivamente) foram empregados apenas nas amostras ensaiadas na primeira bateria de testes e nas investigações comparativas (seção 5.3) – ou seja, antes do tubo receber os ajustes necessários.

### Sistema de fechamento das perfurações

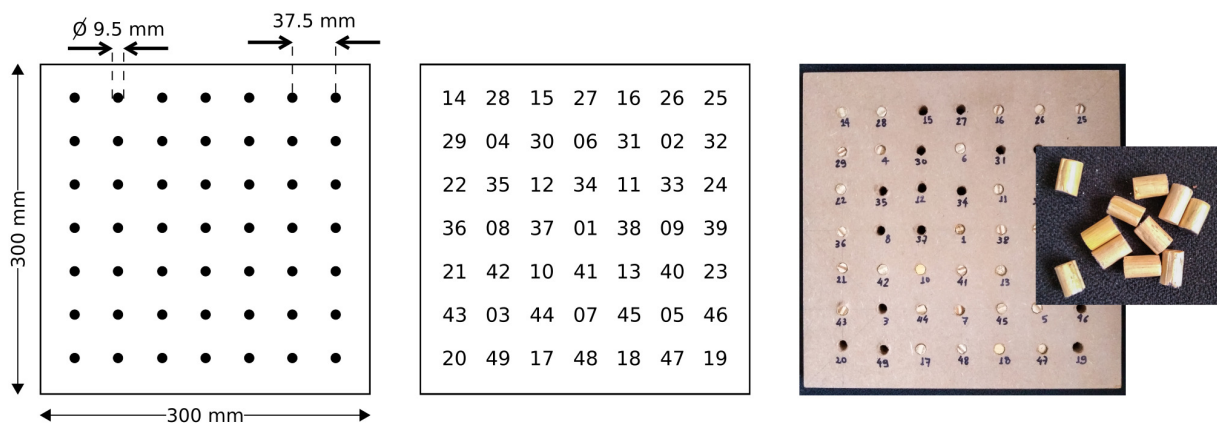
Mesmo com as restrições impostas para a investigação, a combinação entre as possíveis espessuras para a cavidade de ar, taxa de abertura e posicionamento e espessura do material resistivo implicam em inúmeras possibilidades de amostras. Dessa forma, as variações de configuração e arranjo ensaiadas foram escolhidas com base nas predições do modelo teórico e nos resultados que foram sendo obtidos ao longo da investigação. Eventualmente, constatava-se a necessidade de se repetir ensaios com pequenas modificações nas amostras. Essa demanda foi facilmente atendida quando as modificações necessárias referiam-se aos parâmetros da cavidade de ar ou da aplicação de material resistivo. Por outro lado, para os casos nos quais julgava-se necessário diminuir a taxa de abertura (consequentemente diminuir o número de perfurações), novas placas tinham que ser confeccionadas.

Em vista desse último fato, optou-se por projetar um sistema de fechamento das perfurações contidas em uma placa com a máxima taxa de abertura necessária. Os resultados obtidos nos ensaios preliminares indicaram que um máximo de 49 perfurações, em conjunto com outros parâmetros passíveis de variação, seria suficiente para atingir o limite superior do espectro considerado. Assim, para os ensaios posteriores, todas as amostras foram configuradas com uma mesma placa de 15 mm de espessura, e com 49 perfurações de 9.5 mm de diâmetro distribuídas homogeneamente (distantes de 37.5 mm entre si). Para menores taxas de abertura, as perfurações excedentes foram preenchidas por cavilhas de 10 mm de diâmetro e 15 mm de comprimento, garantindo assim fechamentos justos que não interferiram nas faces da placa. A fim de se obter um padrão na evolução de abertura da placa ao longo dos ensaios, as perfurações foram numeradas, sendo que os fechamentos eram executados em sequência decrescente até o número desejado.

A Figura 6.2 mostra os detalhes da placa única confeccionada: a imagem da esquerda ilustra a placa com as perfurações e com indicação para as dimensões adotadas; a imagem

do centro mostra como as perfurações foram numeradas<sup>1</sup>, o que determina o padrão das distribuições obtidas de acordo com a quantidade de perfurações abertas – aqui denominado de padrão principal; e a foto da direita mostra a placa com algumas perfurações preenchidas, com detalhe para algumas das cavilhas utilizadas.

**Figura 6.2:** Esquerda: ilustração da placa única confeccionada; centro: padrão de distribuição escolhido para as perfurações; direita: foto da placa única com algumas perfurações preenchidas e com detalhe para algumas das cavilhas utilizadas.



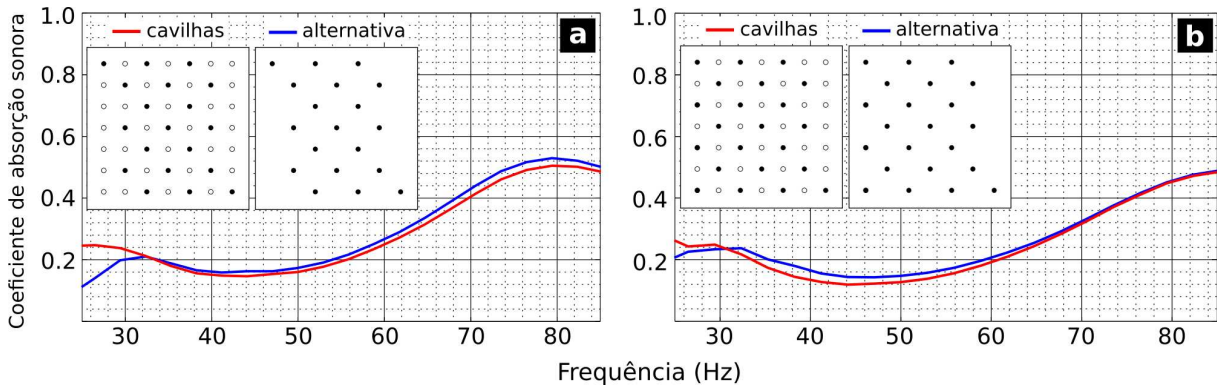
Fonte: o autor

Considerando a possibilidade do sistema de fechamento exercer influência nos coeficientes de absorção sonora, optou-se por conduzir testes comparativos entre amostras com a placa única munida de cavilhas, e amostras com placas alternativas nas quais foi confeccionado o número exato de perfurações desejadas. Para ambos os casos, foram consideradas espessura de 287 mm para a cavidade de ar (máximo permitido ao se considerar a espessura da placa única:  $C_{max} = 302 - 15$ ), taxas de abertura de 1.48 e 1.71%, e perfurações distribuídas de acordo com o padrão principal (Figura 6.2). Os gráficos da Figura 6.3 mostram os resultados obtidos.

O gráfico da Figura 6.3 (a) mostra que os maiores desvios foram obtidos para frequências abaixo de 35 Hz, região na qual o aparato experimental não garante repetibilidade consistente. Acima dessa frequência, nota-se que os desvios na magnitude dos coeficientes não ultrapassaram 0.04, valor dentro do estimado para o procedimento experimental. Dessa forma, considerou-se que o sistema de fechamento não exerceu influência nos coeficientes de absorção das amostras ensaiadas com sua aplicação.

<sup>1</sup>A numeração foi determinada de maneira aleatória ao longo do procedimento de perfuração, não seguindo, portanto, um padrão específico.

**Figura 6.3:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxas de abertura de (a) 1,48 e (b) 1,71%, e com dois tipos de placa perfurada: a placa única munida com o sistema de cavilhas, e placas alternativas com o exato número de perfurações desejadas (ambas ilustradas nas legendas).



Fonte: o autor

### Taxa de abertura

Em geral, a literatura expressa a taxa de abertura do absorvedor de Helmholtz em termos das distâncias  $D$  entre as perfurações da placa, tal qual efetuado no desenvolvimento teórico exposto no capítulo 3. Essa abordagem só é possível para distribuições de perfuração simétricas e homogêneas. Para o caso da placa única, o fechamento das perfurações seguindo o padrão principal (Figura 6.2) implica na obtenção de distribuições assimétricas e inhomogêneas na maioria dos casos. Sendo assim, no presente trabalho a taxa de abertura  $\varepsilon$  das amostras é expressa pela razão entre a área de abertura (área de cada perfuração  $a = \pi r^2$  multiplicada pelo número total  $n$  de perfurações) e a área total da placa  $d^2$ , de acordo com a equação  $\varepsilon = 100 n a / d^2$ . A Tabela 6.1 mostra a relação entre o número de perfurações e a taxa de abertura da placa única.

**Tabela 6.1:** Taxas de abertura  $t.a.$  referentes às quantidades de perfuração  $n.p$  permitidas pela placa única.

n.p.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
t.a. (%)	0,08	0,16	0,23	0,31	0,39	0,47	0,55	0,62	0,70	0,78	0,86	0,94	1,01	1,09	1,17	1,25	1,32
n.p.	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
t.a. (%)	1,40	1,48	1,56	1,64	1,71	1,79	1,87	1,95	2,03	2,10	2,18	2,26	2,34	2,42	2,49	2,57	2,65
n.p.	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49		
t.a. (%)	2,73	2,81	2,88	2,96	3,04	3,12	3,20	3,27	3,35	3,43	3,51	3,58	3,66	3,74	3,82		

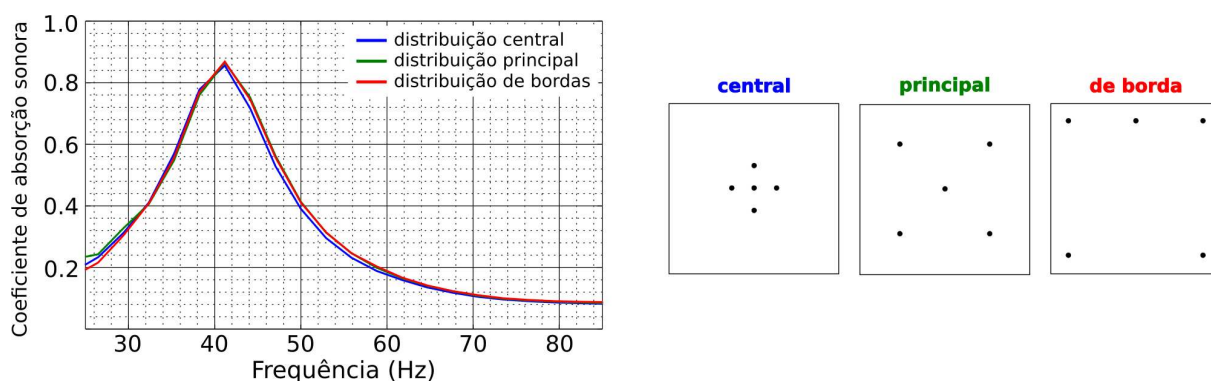
Fonte: o autor

A Tabela 6.1 e a imagem central da Figura 6.2 fornecem, em conjunto, as distribuições obtidas de acordo com a taxa de abertura para o padrão principal.

### Influência da interação entre perfurações

O desenvolvimento do modelo teórico que descreve o desempenho acústico do absorvedor de Helmholtz considera, em certo momento, a influência da interação entre as perfurações (termo corretivo  $\delta$  da Equação 3.9). Diante desse fato, optou-se por testar amostras do absorvedor com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura de 0.39%, para duas distribuições de perfuração alternativas ao padrão principal: *central*, na qual as perfurações foram concentradas no centro da placa; e *de borda*, na qual as perfurações foram distribuídas ao longo das extremidades da placa. A Figura 6.4 mostra o gráfico dos resultados obtidos e as ilustrações da placa única para cada distribuição considerada.

**Figura 6.4:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura de 0.39%, para três distribuições de perfuração: central, principal e de bordas.



Fonte: o autor

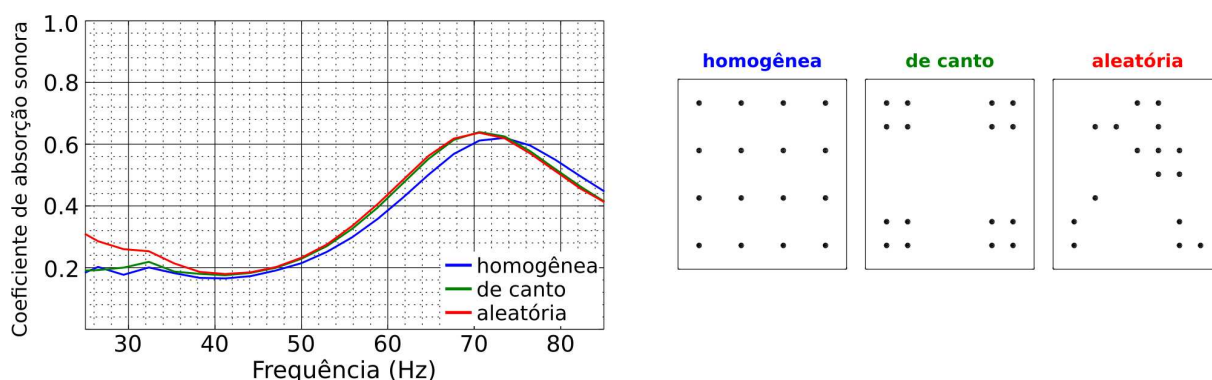
O gráfico da Figura 6.4 indica que, considerando os desvios estimados para o procedimento experimental, a distância entre as perfurações não exerceram influência no desempenho acústico das amostras testadas. Os resultados obtidos estão de acordo com a constatação de Bolt (1947): o autor comenta que a interação entre perfurações se torna significativa se o espaçamento entre elas for menor que dois diâmetros. Para o caso da placa única, a distância mínima entre as perfurações é de 37.5 mm — praticamente quatro vezes o diâmetro considerado.

### Influência das distribuições de perfurações

Os resultados expostos na Figura 6.4 mostram que além da interação entre perfurações, os tipos de distribuições também não afetaram os coeficientes das amostras testadas, fato importante considerando que o padrão principal implica em casos de distribuições

assimétricas e inomogêneas. A fim de substantiar essa constatação, testes foram conduzidos com amostras do absorvedor para três distribuições adicionais: *homogênea*, na qual a distância entre as perfurações foi mantida constante; *de canto*, na qual as perfurações foram concentradas nos cantos da placa única; e *aleatória*, para a qual buscou-se atingir variadas distâncias entre perfurações. Para o caso, foram consideradas cavidade de ar de 287 mm de espessura e taxa de abertura de 1.25%. Os resultados são mostrados no gráfico da Figura 6.5.

**Figura 6.5:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura de 1.25%, para três distribuições de perfuração: homogênea, de canto e aleatória.



Fonte: o autor

O gráfico da Figura 6.5 mostra que os maiores desvios entre as curvas foram novamente obtidos para frequências abaixo de 35 Hz. Nota-se ainda que a curva referente à distribuição homogênea apresenta pico de absorção deslocado em aproximadamente 2 Hz no sentido positivo do eixo horizontal. Tal qual discutido na seção 5.5, desvios no eixo das frequências não foram observados nas investigações comparativas. Ou seja, é possível que o padrão de distribuição possa causar certa influência na absorção das amostras, mesmo para distâncias entre perfurações maiores que dois diâmetros. Por outro lado, como o desvio observado alterou a magnitude do coeficiente em no máximo 0.04 para cada frequência de análise, e como esse tipo de comportamento não foi observado no gráfico da Figura 6.4, considerou-se que as distribuições consequentes do padrão principal não afetariam as investigações posteriores à sua aplicação.



### 6.1.3 Placas de material resistivo

Para a confecção das placas de material resistivo, foi utilizado um painel em lã de rocha da fabricante THERMAX ® (modelo PSE-64), com densidade nominal de 64 kg/m<sup>3</sup> e espessura de 51 mm, do qual foram cortadas placas quadradas de 300 mm de lado. O desempenho acústico do material, fornecido pela própria fabricante, é exposto na Tabela 6.2.

**Tabela 6.2:** Coeficientes de absorção sonora da lã de rocha utilizada na confecção das placas de material resistivo, fornecidos pela própria fabricante (THERMAX ®).

Produto	Espessura (mm)	Frequência ( Hz )						
		125	250	500	1000	2000	4000	NCR
PSE - 64	51	0,16	0,66	1,00	1,05	1,02	1,04	0,93
	100	0,87	1,23	1,19	1,15	1,12	1,09	1,17

Fonte: <rockfibras.com.br> – acesso em 09/05/2017

A lã de rocha tem a características de ser pouco rígida, o que impediu o posicionamento adequado das placas na cavidade de amostra do aparato. Para sanar o problema, optou-se por envolvê-las com um tecido de baixa densidade de fios, buscando-se assim maior rigidez sem comprometer as propriedades acústicas do material. A aplicação do tecido comprimiu levemente a lã, o que resultou em placas de aproximadamente 50 mm de espessura.

Para a investigação teórica conduzida e exposta no capítulo 3, foram consideradas placas resistivas com espessuras variando entre 20 e 140 mm. Os resultados mostraram que a partir de 110 mm, o aumento da espessura exerceu pouca influência nos coeficientes do absorvedor (Figura 3.11). Dessa forma, para as amostras ensaiadas no presente trabalho, foram consideradas espessuras de 50 e 100 mm, obtidas pela aplicação de uma ou duas das placas confeccionadas. As fotos da Figura 6.6 mostram uma das placas e um exemplo de amostra que contou com a aplicação de 100 mm do material.

**Figura 6.6:** Fotos da placa resistiva isolada (esquerda) e aplicada à uma amostra (centro e direita).



Fonte: o autor

### Visão geral das amostras

As fotos da Figura 6.7 mostram a visão geral de uma amostra do absorvedor de Helmholtz montada no aparato experimental. Nota-se que para a configuração em questão, foram necessários o uso do anteparo rígido e a aplicação de 50 mm de material resistivo junto à placa perfurada. É mostrada também uma ilustração em vista superior da cavidade de amostra em tal situação, com indicação para as partes utilizadas.

**Figura 6.7:** Fotos e ilustração de uma amostra do absorvedor de Helmholtz montada no aparato experimental, com indicação para as partes utilizadas na configuração em questão.



Fonte: o autor

A ilustração da Figura 6.7 introduz um padrão utilizado na descrição das amostras ensaiadas ao longo da investigação: nota-se que a espessura da cavidade de ar é definida como a distância entre a placa perfurada e o anteparo rígido, independentemente da aplicação do material resistivo. Apesar dessa não ser uma abordagem fisicamente coerente, ela foi aqui considerada por simplificar a exposição dos resultados. Já para os dados de entrada do modelo, define-se a espessura da cavidade de ar  $C$  como a distância  $d_{pa}$  entre a placa e o anteparo subtraída a espessura  $p$  do material resistivo ( $C = d_{pa} - p$ ).

## 6.2 Investigação experimental

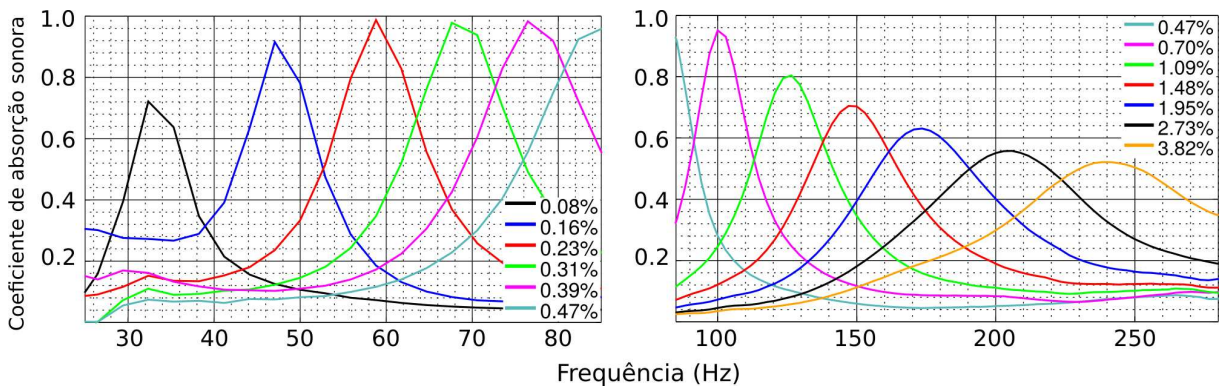
A seguir são expostos os resultados experimentais obtidos com amostras do absorvedor de Helmholtz para as diversas configurações e arranjos considerados. A investigação foi guiada pela busca de absorvedores que, em conjunto, fornecem coeficientes de absorção sonora com magnitude predominantemente em torno de 0.8 ao longo de toda faixa entre 25 e 280 Hz. Tendo como objetivo final projetar um absorvedor de Helmholtz variável, ao longo da investigação foram consideradas questões práticas de confecção e aplicação, que são discutidas ao longo da exposição dos resultados.

Como discutido na seção 6.1, as amostras foram distintas pelas espessuras da cavidade de ar, taxas de abertura, e características de aplicação do material resistivo. A espessura da placa perfurada e o diâmetro das perfurações foram mantidos em 15 e 9.5 mm, respectivamente. A fim de se investigar experimentalmente a influência da taxa de abertura nos coeficientes de absorção, ensaios foram conduzidos para amostras com placas munidas de 1 a 49 perfurações, e com cavidades de ar assumindo espessuras extremas. O limite superior foi definido pelas características do aparato:  $C_{max} = 302 - l_0 = 287$  mm. Como não há imposição para o limite inferior, optou-se por definir uma espessura que permitisse a aplicação de ao menos uma placa resistiva na amostra sem que a cavidade de ar fosse totalmente preenchida. Buscando uma situação na qual a espessura do material fosse maior que a espessura da cavidade remanescente da aplicação, ficou estabelecido que, para tal etapa da investigação, a distância entre a placa e o aparato não poderia ser menor que 85 mm.

### 6.2.1 Cavidade de ar de 85 mm

Os gráficos da Figura 6.8 mostram os resultados obtidos para amostras com cavidade de ar de 85 mm, e com taxas de abertura variando na faixa de 0.08 a 3.82%. De acordo com a Tabela 6.1, os limites dessa faixa de abertura referem-se ao mínimo (1) e máximo (49) de perfurações permitidos pela placa única.

**Figura 6.8:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm e com taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%.



Fonte: o autor

Os gráficos da Figura 6.8 mostram que mantendo a espessura da cavidade de ar no mínimo considerado, e variando a taxa de abertura entre os limites impostos pela placa única, pôde-se arranjar amostras sintonizadas entre aproximadamente 30 e 250 Hz. Tal

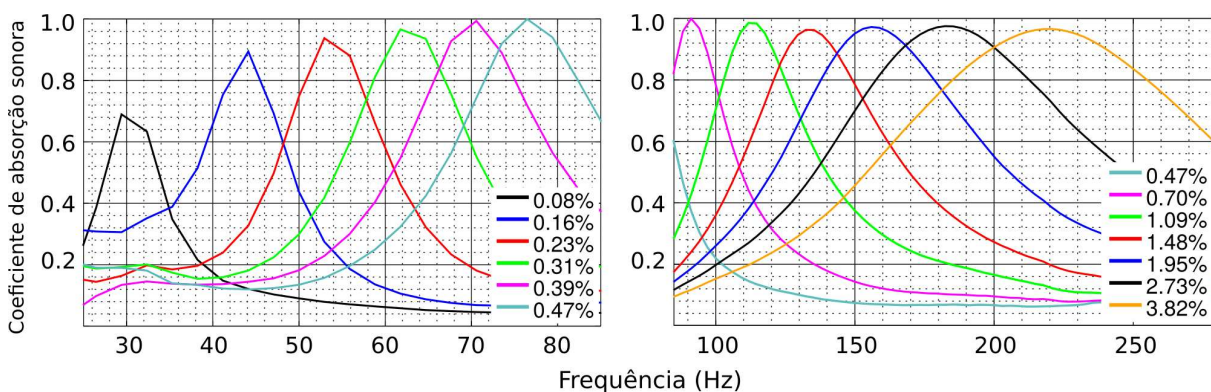
comportamento havia sido anteriormente observado nos ensaios preliminares e guiou a confecção da placa única. Nota-se que os picos de absorção obtidos apresentam magnitude maior que 0.8 na faixa entre 45 e 125 Hz, aproximadamente. Para frequências fora desses limites, observa-se uma queda nos picos, que atingiram o mínimo de aproximadamente 0.5 em magnitude.

Vale lembrar que as características do aparato experimental demandaram a divisão dos ensaios em grupos distintos pela faixa de frequência de análise. Consequentemente, os resultados obtidos em cada grupo são aqui expostos em gráficos separados, tal qual observado na Figura 6.8. Especificamente, nota-se que a amostra com taxa de abertura de 0.47% foi ensaiada em ambos os grupos, e que as curvas obtidas apresentam certa continuidade entre os gráficos. Esse comportamento foi considerado como um indicativo adicional de qualidade experimental.

### Aplicação de material resistivo

A fim de testar a influência da aplicação de material resistivo em tais amostras, ensaios foram conduzidos mantendo-se os respectivos arranjos, porém para duas configurações alternativas: com a aplicação de 50 mm de material tanto junto ao anteparo rígido quanto junto à placa perfurada. O gráfico da Figura 6.9 mostra os resultados obtidos para a primeira dessas configurações.

**Figura 6.9:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%, e com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo rígido.



Fonte: o autor

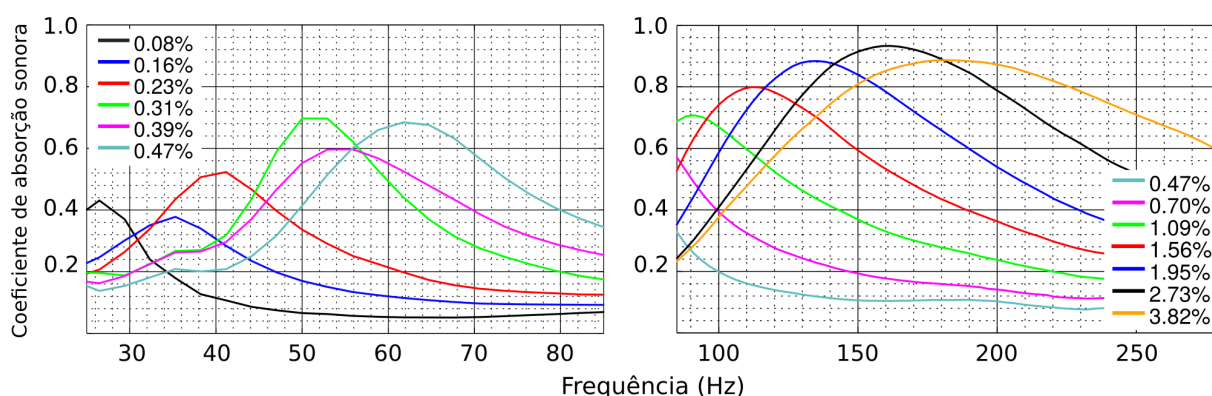
Comparando os gráficos das Figuras 6.8 e 6.9, nota-se que a aplicação de material resistivo junto ao anteparo rígido exerceu maior influência em amostras com maiores



taxas de abertura: a queda dos picos de absorção anteriormente obtida para frequências acima de 125 Hz não é mais observada. Mais do que isso, os picos obtidos ao longo de tal região do espectro apresentam magnitude maior que 0.9. Um olhar detalhado sobre esses mesmo gráficos mostra que a aplicação do material deslocou a frequência de sintonia das amostras no sentido negativo do espectro.

O gráfico da Figura 6.10 mostra os resultados obtidos para amostras com cavidade de ar de 85 mm, taxas de abertura variando entre 0.08 e 3.82%, e com 50 mm de material resistivo posicionado junto à placa perfurada (segunda configuração alternativa).

**Figura 6.10:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%, e com 50 mm de material resistivo posicionado junto à placa perfurada.

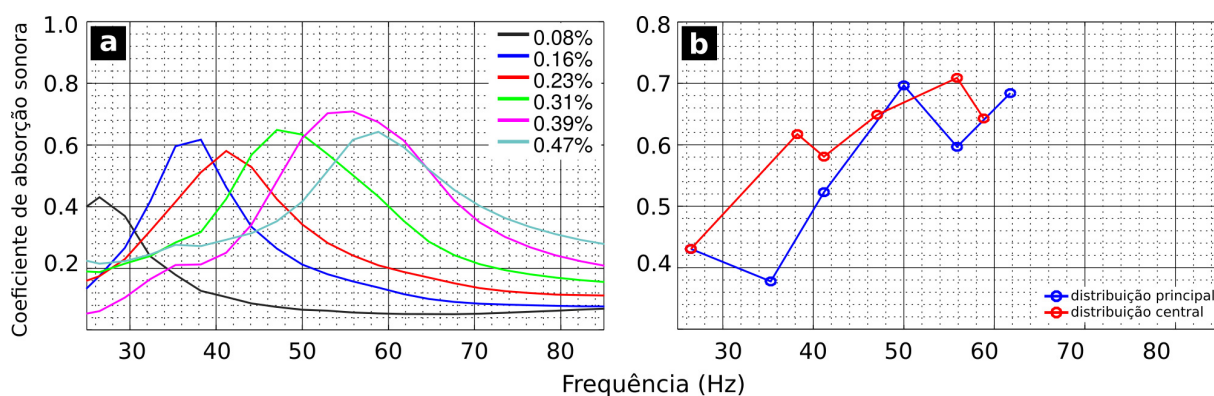


Fonte: o autor

Dentro das influências causadas pela aplicação do material resistivo junto à placa perfurada, a comparação entre os gráficos das Figuras 6.8 e 6.10 deixa mais evidente dois comportamentos: alargamento da banda de atuação das amostras na segunda faixa do espectro, e diminuição da magnitude dos picos de todos os coeficientes obtidos. Além disso, observa-se que os picos de absorção foram novamente deslocados para o sentido negativo do espectro, e o deslocamento foi maior quando comparado com os resultados da aplicação de material resistivo junto ao anteparo rígido. Vale ressaltar que a curva em vermelho do gráfico da direita refere-se à amostra com taxa de abertura de 1.56%, enquanto para os casos anteriores foi considerada a taxa de 1.48%. Buscou-se com tal substituição uma melhor visualização do resultados, visto que com a aplicação de material resistivo junto à placa, as amostras com taxas de 1.09 e 1.48% apresentaram coeficientes praticamente sobrepostos. Adicionalmente, o preenchimento da respectiva região do espectro auxiliou os objetivos da investigação.

O gráfico da esquerda na Figura 6.10 mostra um comportamento que não era esperado: observa-se que a evolução da magnitude dos picos para a primeira faixa do espectro não apresenta o padrão crescente observado para as outras configurações. Julgando que tal comportamento tenha sido consequência de uma possível inhomogeneidade da placa resistiva, ensaios adicionais foram conduzidos com amostras de mesma configuração, porém para a distribuição de perfurações central. Os resultados são expostos nos gráficos da Figura 6.11. Especificamente, o gráfico da direita mostra as curvas que ligam os picos de absorção<sup>2</sup> obtidos com as duas distribuições ensaiadas (principal e central), e foi plotado com o eixo dos coeficientes variando entre 0.3 e 0.8 para melhor visualização.

**Figura 6.11:** (a) coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura variando entre 0.08 e 0.47%, com 50 mm de material resistivo posicionado junto à placa perfurada, para a distribuição de perfurações central; (b) comparativo entre os máximos de absorção obtidos para as distribuições principal e central.



Fonte: o autor

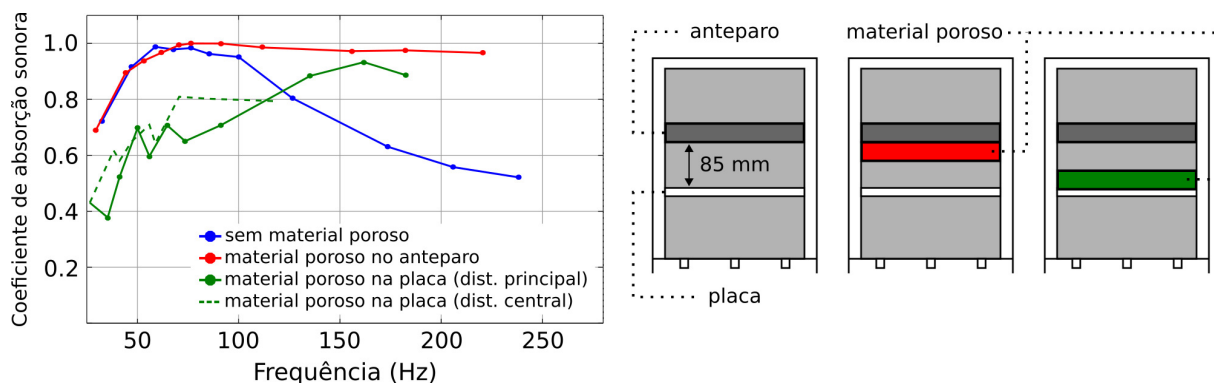
O gráfico da Figura 6.11 (a) mostra que a quebra no padrão crescente das magnitudes foi também obtida para amostras com distribuição de perfurações central. Mais do que isso, o gráfico comparativo (direita) mostra que a mudança de distribuição causou variação na forma, sintonia e magnitude dos coeficientes das amostras. Esses resultados substanciam a hipótese de inhomogeneidade da placa resistiva: perfurações distintas pelas propriedades resistivas dos materiais que as seguem podem influenciar no desempenho acústico geral da amostra, principalmente para baixas taxas de abertura.

A Figura 6.12 mostra o gráfico comparativo entre os resultados obtidos para as três configurações de amostras com cavidade de ar de 85 mm. Para o caso, foram plotadas

<sup>2</sup>O intuito desse tipo de abordagem, que se repetirá ao longo da análise, é mostrar e comparar a tendência dos máximos de absorção das configurações ensaiadas, porém não se pode afirmar que sintonias intermediárias apresentem magnitudes pertencentes às curvas.

curvas que ligam os picos de absorção obtidos em cada configuração. São mostradas também as ilustrações da cavidade de amostra nas situações analisadas.

**Figura 6.12:** Direita: curvas que ligam os máximos dos coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%, para quatro situações: sem material resistivo, com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo, e com 50 mm de material resistivo posicionado junto à placa perfurada nas distribuições principal e central; esquerda: ilustrações da cavidade de amostras nas situações analisadas.

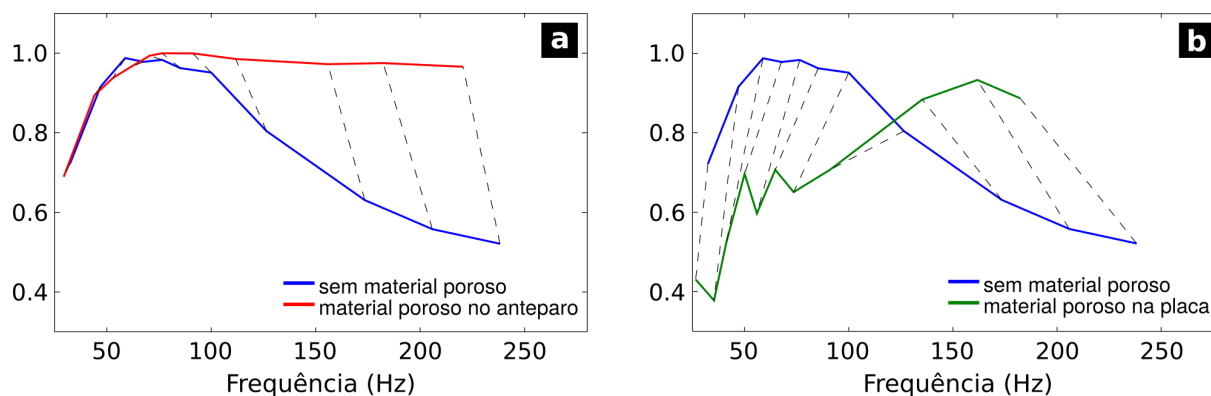


Fonte: o autor

O gráfico da Figura 6.12 evidencia a influência da aplicação de material resistivo nas magnitudes dos picos de absorção das amostras ensaiadas. Em suma, nota-se que os melhores resultados foram obtidos para amostras com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo rígido, embora maiores bandas de atuação tenham sido observadas para amostras com material posicionado junto à placa perfurada (Figura 6.10). A fim de se obter uma melhor visualização dos deslocamentos em frequência observados entre os resultados de cada configuração, foram gerados os gráficos da Figura 6.13, nos quais os picos relativos às amostras com mesma taxa de abertura foram conectados por linhas tracejadas. Para o caso, empregou-se aos eixos dos coeficientes os limites de 0.3 e 1.1.

Além de evidenciar o deslocamento dos picos de absorção consequentes da aplicação de material resistivo, os gráficos da Figura 6.13 permitem constatar que o comportamento observado é diretamente proporcional à taxa de abertura: maiores deslocamentos foram observados para amostras com maior quantidade de perfurações. A fim de quantificar o comportamento, expõem-se na Tabela 6.3 as frequências dos picos obtidos em cada configuração e os deslocamentos computados em relação às amostras sem aplicação de material.

**Figura 6.13:** Curvas que ligam os máximos dos coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%, e com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao (a) anteparo rígido e (b) à placa perfurada (perfurada na distribuição principal). As curvas referentes às amostras sem material resistivo também são expostas, sendo que as linhas tracejadas ligam os máximos referentes às amostras com mesma taxa de abertura.



Fonte: o autor

**Tabela 6.3:** Frequências  $f_0$  e deslocamentos dos picos de absorção obtidos para amostras com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%, e com 50 mm de material resistivo aplicado tanto junto ao anteparo rígido quanto junto à placa perfurada.

taxa de abertura (%)	0,08	0,16	0,23	0,31	0,39	0,47	0,70	1,09	1,95	2,73	3,82
$f_0$ sem material (Hz)	32,4	47,1	58,8	67,6	76,5	85,3	100,0	126,5	173,5	205,9	238,2
$f_0$ no anteparo (Hz)	29,4	44,1	52,9	61,8	70,6	76,5	91,2	111,8	155,9	182,3	220,6
deslocamento (Hz)	2,9	2,9	5,9	5,9	5,9	8,8	8,8	14,7	17,6	23,5	17,6
$f_0$ na placa (Hz)	26,5	35,3	41,2	50,0	55,9	64,7	73,5	91,2	135,3	161,8	182,3
deslocamento (Hz)	5,9	11,8	17,6	17,6	20,6	20,6	26,5	35,3	38,2	44,1	55,9

Fonte: o autor

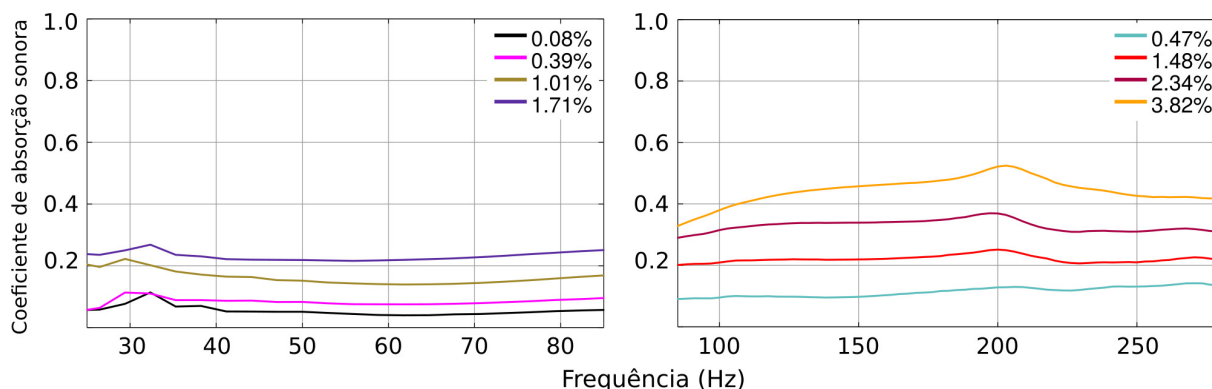
Nota-se pela Tabela 6.3 que para a amostra com taxa de abertura de 3.82% e material resistivo aplicado junto ao anteparo, o deslocamento do pico (17.6 Hz) foi menor do que o obtido para a amostra com taxa de 2.73% (23.5 Hz). Como essas taxas são as máximas permitidas pela placa única, não foi possível verificar se o padrão dos deslocamentos a partir delas se tornaria decrescente ou se o resultado proveio de um desvio experimental. O comportamento, portanto, carece de investigação.

Com base nos resultados expostos nos gráficos das Figuras 6.9 e 6.10, optou-se por conduzir ensaios para amostras com cavidade de ar totalmente preenchida por material resistivo. Como o limite inferior da espessura da cavidade foi escolhido justamente buscando evitar tal situação, optou-se por comprimir entre si duas das placas resistivas confeccionadas e aplicá-las nas amostras. Os resultados obtidos são mostrados nos gráficos da Figura 6.14. Nota-se que foram consideradas algumas amostras com taxas de abertura



alternativas às empregadas até então, o que possibilitou melhor visualização da evolução em magnitude dos coeficientes.

**Figura 6.14:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm totalmente preenchida por material resistivo, e com taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%.



Fonte: o autor

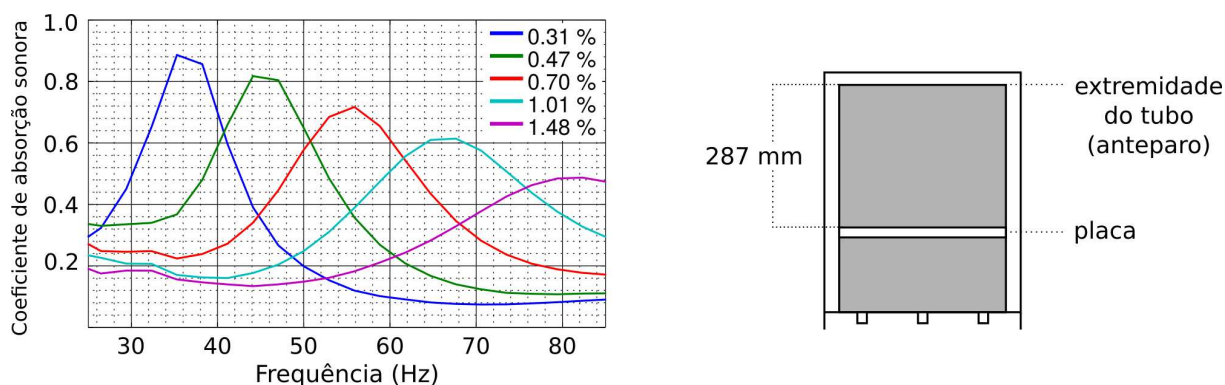
Observa-se pelos gráficos da Figura 6.14 que o preenchimento total da cavidade de ar com material resistivo diminuiu a eficiência das amostras, que deixaram de apresentar picos de sintonia. Esse fenômeno se mostrou proporcional à taxa de abertura: para as duas menores taxas consideradas (0.08 e 0.39%), as curvas se assemelharam com a obtida para a amostra de alta impedância (Figura 5.14). Por outro lado, o fenômeno elucida um potencial a ser investigado: para a amostra com maior taxa de abertura (3.82% – 49 perfurações), a curva obtida apresentou coeficientes com magnitude acima de 0.4 ao longo da faixa entre 100 e 280 Hz, aproximadamente. Se a evolução desse comportamento se mantiver para placas perfuradas que permitam maiores taxas de abertura, a configuração em questão tem potencial para suprir as demandas da segunda faixa do espectro considerado. Uma investigação em cima de tal hipótese pode contar ainda com a análise acerca da relação entre a densidade do material resistivo e a eficácia consequente de sua aplicação – julga-se que ao comprimir as placas, o aumento da densidade pode ter alterado o desempenho do material e, consequentemente, do absorvedor.

### 6.2.2 Cavidade de ar de 287 mm

Buscando proporcionar à investigação o maior número de possibilidades de situações dentro das limitações impostas, os mesmos tipos de ensaios conduzidos para amostras com cavidade de ar de 85 mm foram repetidos para o limite superior de espessura: 287 mm.

O gráfico da Figura 6.15 mostra os resultados obtidos ao se variar a taxa de abertura da configuração mais simples ensaiada, que não contou com a aplicação de material resistivo. É mostrada também uma ilustração da montagem na cavidade de amostra.

**Figura 6.15:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm e com taxa de abertura variando entre 0.31 e 1.48%.



Fonte: o autor

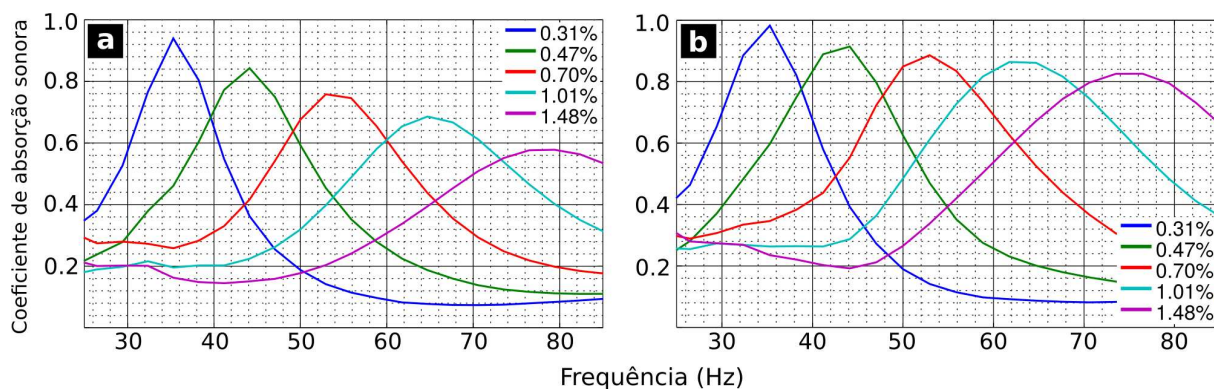
A comparação entre os gráficos das Figuras 6.8 e 6.15 indicou a possibilidade de se aumentar a eficiência do absorvedor para frequências abaixo de 40 Hz ao se considerar cavidades de ar mais espessas. Por outro lado, nota-se que a magnitude dos picos de absorção sonora diminuiu com o aumento da taxa de abertura — a amostra com a maior taxa considerada (1.48%) apresentou coeficiente sintonizado em aproximadamente 80 Hz com magnitude em torno de 0.5.

### Aplicação de material resistivo

Os gráficos da Figura 6.16 mostram os resultados obtidos para amostras com cavidade de ar de 287 mm, taxas de abertura variando entre 0.31 e 1.48%, e com a aplicação de uma (a) e duas (b) placas resistivas posicionadas junto ao anteparo rígido.

Tal qual observado nos ensaios para amostras com cavidade de ar no limite inferior considerado para a espessura, a comparação entre os gráficos das Figuras 6.15 e 6.16 mostram que a aplicação de material resistivo junto ao anteparo rígido aumentaram a magnitude dos picos de absorção, e esse aumento se mostrou proporcional à espessura de material aplicado. A fim de se obter uma melhor visualização dos efeitos da aplicação, foi gerado o gráfico da Figura 6.17, no qual as curvas ligam os picos de absorção obtidos em cada arranjo de amostra, e as linhas tracejadas conectam os picos obtidos entre arranjos

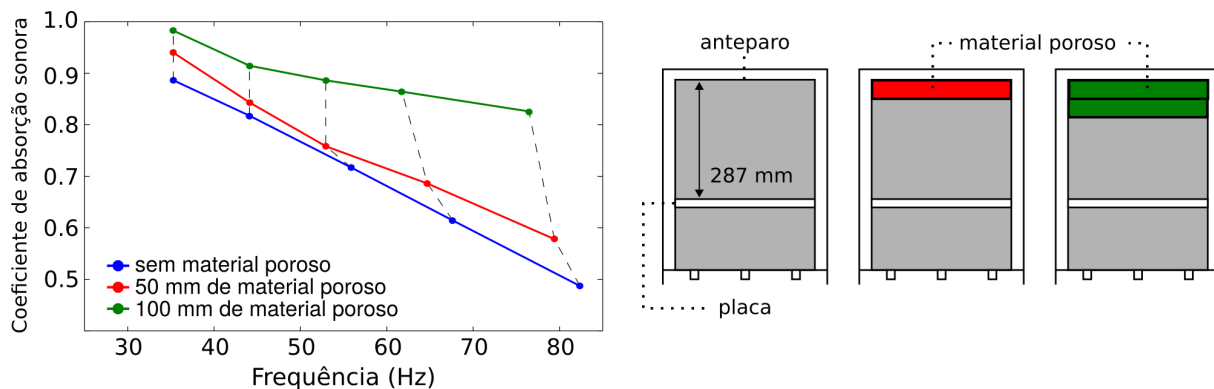
**Figura 6.16:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura variando entre 0.31 e 1.48%, e com (a) 50 mm e (b) 100 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo.



Fonte: o autor

de mesma taxa de abertura. Na mesma figura são mostradas as ilustrações da cavidade de amostra em cada configuração e arranjo ensaiado.

**Figura 6.17:** Direta: curvas que ligam os máximos dos coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura variando entre 0.31 e 1.48%, para três situações: sem material resistivo, e com 50 e 100 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo; esquerda: ilustrações da cavidade de amostras nas três situações analisadas.



Fonte: o autor

O gráfico da Figura 6.17 evidencia a proporcionalidade entre magnitude de pico de absorção e espessura de material resistivo. Nota-se ainda que a aplicação do material deslocou as frequências de sintonia das amostras no sentido negativo do espectro e, novamente, esse fenômeno se mostrou proporcional à taxa de abertura. A Tabela 6.4 quantifica os deslocamentos obtidos.

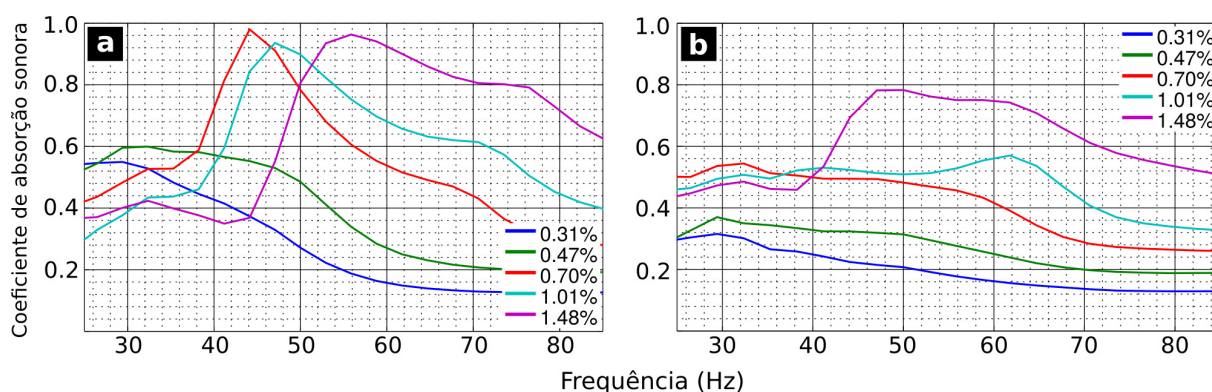
**Tabela 6.4:** Frequências  $f_0$  e deslocamentos dos picos de absorção obtidos para amostras com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura variando entre 0.31 e 1.48%, e com 50 e 100 mm de material resistivo aplicado junto ao anteparo rígido.

	50 mm					100 mm				
taxa de abertura (%)	0,31	0,47	0,70	1,01	1,48	0,31	0,47	0,70	1,01	1,48
$f_0$ sem material (Hz)	35,3	44,1	55,9	67,6	82,3	35,3	44,1	55,9	67,6	82,3
$f_0$ com material (Hz)	35,3	44,1	52,9	64,7	79,4	35,3	44,1	52,9	61,8	76,5
deslocamento (Hz)	0,0	0,0	2,9	2,9	2,9	0,0	0,0	2,9	5,9	5,9

Fonte: o autor

Os gráficos da Figura 6.18 mostram os resultados obtidos para amostras com cavidade de ar de 287 mm, taxas de abertura variando entre 0.31 e 1.48%, e com 50 e 100 mm de material resistivo posicionados junto à placa perfurada.

**Figura 6.18:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura variando entre 0.31 e 1.48%, e com (a) 50 mm e (b) 100 mm de material resistivo posicionado junto à placa.



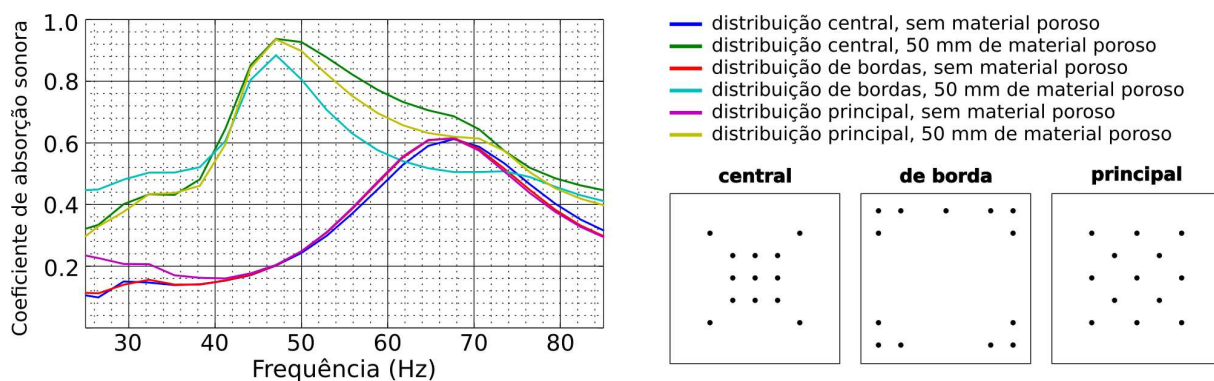
Fonte: o autor

Nota-se pelo gráfico da Figura 6.18 (a) que para as duas primeiras taxas de abertura, o posicionamento de 50 mm de material resistivo junto à placa removeu o caráter de sintonia das respectivas amostras. Para taxas maiores, além de um aumento na magnitude dos picos, observa-se um alargamento das bandas de atuação. O aumento da espessura do material intensificou ambos comportamentos (Figura 6.18 (b)).

Nota-se ainda uma certa aleatoriedade na evolução da forma das curvas com o aumento da taxa de abertura – fenômeno que condiz com a possível não homogeneidade da placa resistiva. A fim de substantiar a hipótese com mais resultados, optou-se por conduzir ensaios para amostras com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura de 1.01%, e com perfurações distribuídas em três padrões: central, de borda e principal. Para cada padrão,

as amostras foram ensaiadas em duas configurações: sem aplicação de material resistivo, e com 50 mm de material posicionado junto à placa perfurada. Os resultados são mostrados no gráfico da Figura 6.19. São mostradas também as representações da placa única em tais distribuições.

**Figura 6.19:** Esquerda: coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura de 1.01%, com perfurações distribuídas nos padrões central, de borda e principal, para duas configurações: sem aplicação de material resistivo e com 50 mm de material resistivo posicionado junto à placa perfurada. Direita: ilustrações da placa única em cada arranjo ensaiado.

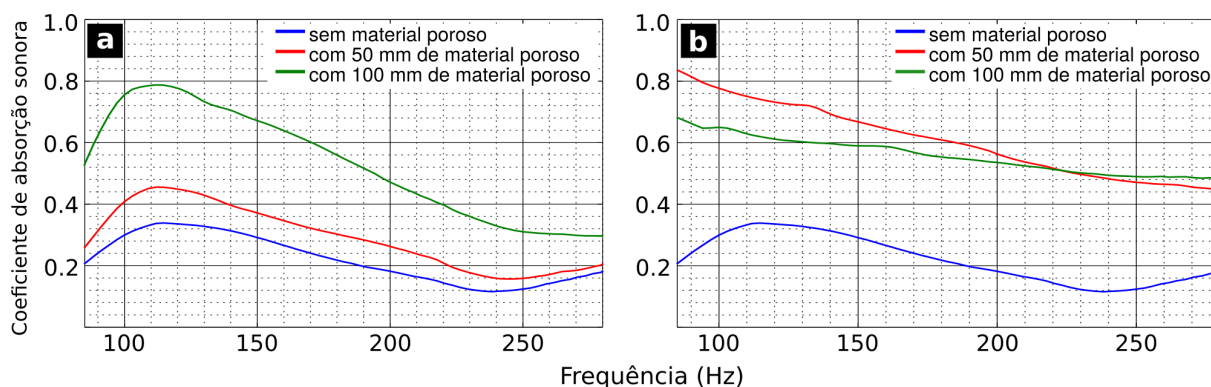


Fonte: o autor

As curvas plotadas no gráfico da Figura 6.19 mostram que, considerando os desvios experimentais previstos, o padrão de distribuição das perfurações exerceu influência apenas em amostras com aplicação de material resistivo: nota-se que para frequências acima de 45 Hz, a magnitude das curvas decresceu conforme as perfurações foram se aproximando das bordas (central  $\rightarrow$  principal  $\rightarrow$  de borda). Já para as amostras que não receberam aplicação do material, desvios significantes são observados apenas abaixo de 35 Hz, região na qual tal comportamento é esperado. Em conjunto, os diferentes comportamentos obtidos com a mudança de configuração endossam a hipótese acerca da inomogeneidade das placas.

A fim de se complementar a investigação para amostras com cavidade de ar de 287 mm, ensaios foram conduzidos com a maior taxa de abertura permitida pela placa única (3.82%), e com 50 e 100 mm de material resistivo posicionados tanto junto ao anteparo quanto junto à placa perfurada. A análise foi efetuada na segunda faixa do espectro considerado, e os resultados são mostrados nos gráficos da Figura 6.20.

**Figura 6.20:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura 3.82%, com 50 e 100 mm de material resistivo posicionados tanto junto ao anteparo (a) quanto à placa (b).



Fonte: o autor

De certa forma, o comportamento dos resultados mostrados nos gráficos da Figura 6.20 eram esperados, ao menos qualitativamente: os ensaios executados ao longo da investigação indicaram um padrão na influência que a aplicação de material resistivo exerce no desempenho acústico das amostras. O posicionamento do material junto ao anteparo rígido aumenta a magnitude e desloca os picos de absorção proporcionalmente à taxa de abertura e à espessura aplicada (Figuras 6.9, 6.16 e 6.20 (a)). Para o posicionamento junto à placa, o caráter de sintonia das amostras é atenuado em proporção inversa à taxa de abertura, com alargamento de banda em proporção direta (Figuras 6.10, 6.14 e 6.20 (b)).

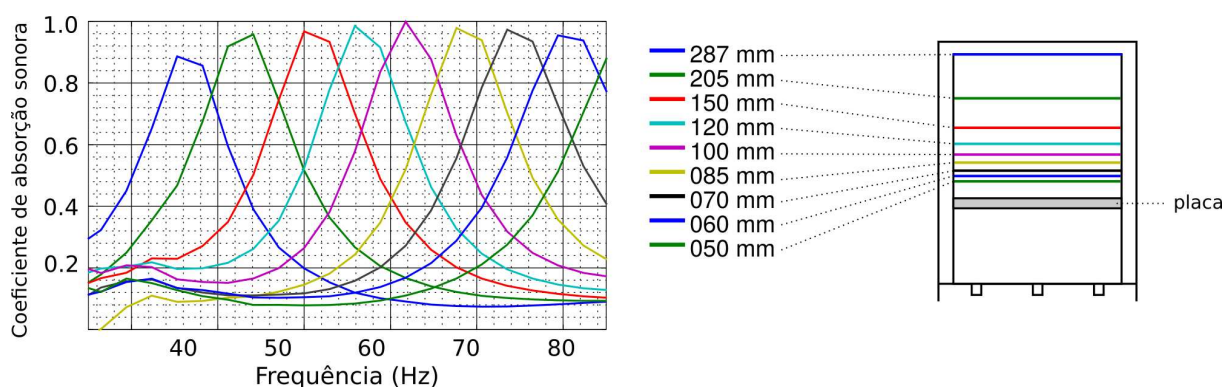
Os ensaios para amostras com espessuras de cavidade de ar nos limites considerados (85 e 287 mm) levantaram uma questão acerca do posicionamento ótimo do material resistivo: quando junto ao anteparo, o material aumenta a magnitude dos picos de absorção; quando junto à placa, ocorre o alargamento das bandas de atuação. Essa discussão depende dos objetivos de aplicação da solução, sendo portanto desenvolvida no capítulo 7.



### 6.2.3 Cavidades de ar alternativas

Ensaio também foram conduzidos buscando investigar isoladamente os efeitos que a variação da espessura da cavidade de ar exerce no desempenho das amostras. O gráfico da Figura 6.21 mostra os resultados obtidos para amostras com taxa de abertura de 0.31%, e com cavidades de ar variando entre 50 e 287 mm (sem aplicação de material resistivo). É mostrada também uma ilustração da cavidade de amostra para a montagem em questão.

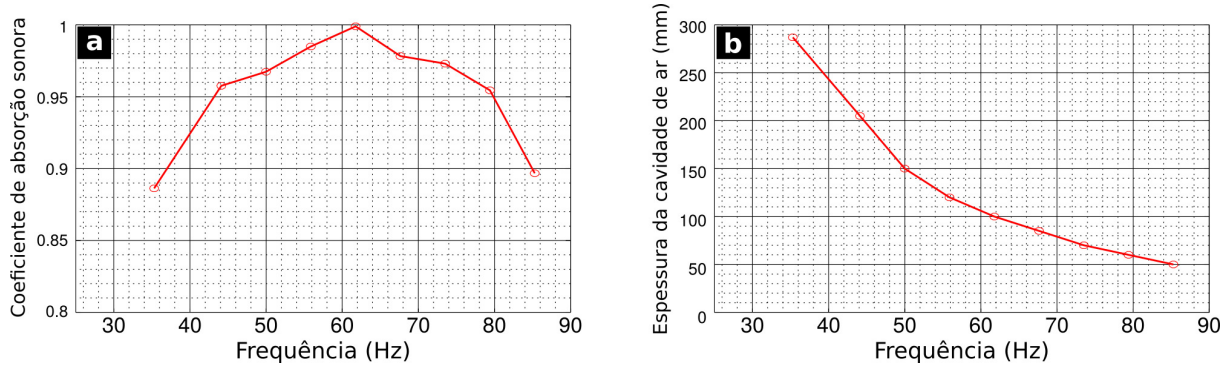
**Figura 6.21:** Esquerda: coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com taxa de abertura de 0.31% e com espessuras de cavidade de ar variando entre 50 e 287 mm. Direita: ilustração da cavidade de amostra com indicação para as posições do anteparo rígido (ou espessuras da cavidade de ar).



Fonte: o autor

A análise da Figura 6.21 indica que é possível projetar um absorvedor que atua ao longo da primeira faixa do espectro considerado, desde que o mesmo permita variação na espessura da cavidade de ar. Os coeficientes obtidos apresentam picos com magnitude predominantemente superior a 0.9 em toda a faixa analisada. Nota-se ainda que a relação entre a frequência de sintonia e a espessura da cavidade não é linear: para serem obtidos coeficientes com picos aproximadamente igualmente espaçados a partir da menor frequência, foi necessário mover o anteparo rígido em direção à placa com deslocamentos cada vez menores. Esse comportamento fica claro ao se analisar as posições do anteparo rígido na ilustração da Figura 6.21, que foi desenvolvida respeitando a escala, e a curva da Figura 6.22 (b). O gráfico (a) dessa última figura mostra a curva que liga os picos de absorção obtidos (para o caso foram atribuídos ao eixo dos coeficientes os limites de 0.8 e 1).

**Figura 6.22:** Resultados obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com taxa de abertura de 0.31%, e com espessuras de cavidade de ar variando entre 50 e 287 mm: (a) curvas que ligam os máximos dos coeficientes de absorção sonora; (b) espessura da cavidade de ar em função da frequência de sintonia.



A menor frequência de sintonia obtida ao se variar a espessura da cavidade de ar no arranjo considerado foi de aproximadamente 35 Hz. Retomando todas as configurações e arranjos ensaiados ao longo da investigação, nota-se que apenas duas amostras contemplaram sintonia abaixo desse valor, e os respectivos picos de absorção apresentaram magnitude abaixo de 0.7. A saber:

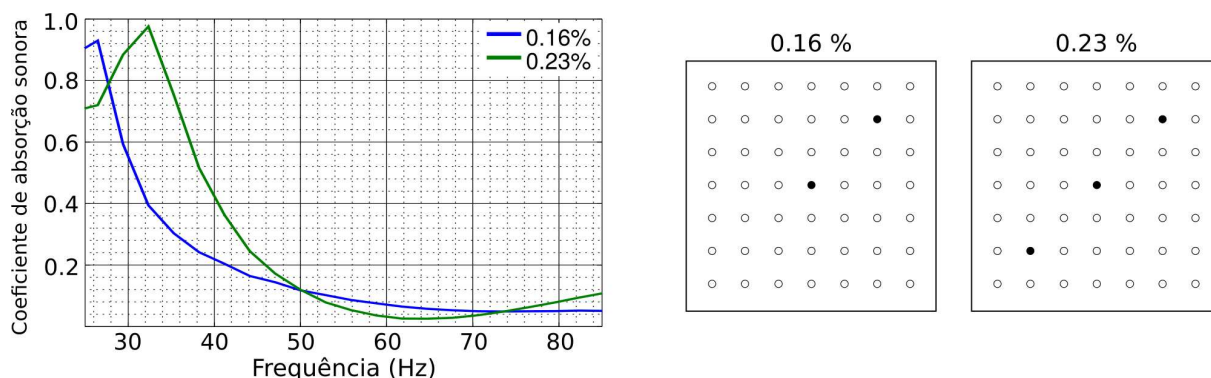
- amostra com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura de 0.08%, e com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo rígido:  $f_0 = 24.9$  Hz;  $\alpha_{f_0} \approx 0.68$  (Figura 6.9)
- amostra com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura de 0.08%, e com 50 mm de material resistivo posicionado junto à placa perfurada:  $f_0 = 26.5$  Hz;  $\alpha_{f_0} \approx 0.44$  (Figura 6.10)

Diante de tal lacuna, optou-se por efetuar uma investigação buscando amostras com coeficientes sintonizados em frequências entre 25 e 35 Hz com magnitudes em torno de 0.8. Para tal, ensaios foram conduzidos para amostras com cavidade de ar de 287 mm, e com taxas de abertura de 0.16 e 0.23%. Os resultados e as representações da placa única em tais situações são mostrados na Figura 6.23.

Fica evidente pelo gráfico da Figura 6.23 que é possível arranjar um absorvedor com picos de absorção próximos de 1 em magnitude na faixa entre 25 e 35 Hz, desde que os mesmo apresente cavidade de ar espessa ( $> 200$  mm) e baixa taxa de abertura ( $< 0.30\%$ ). Por outro lado, tendo como objetivo o desenvolvimento de um absorvedor de Helmholtz variável para ser aplicado em salas pequenas, soluções com espessuras totais em torno de



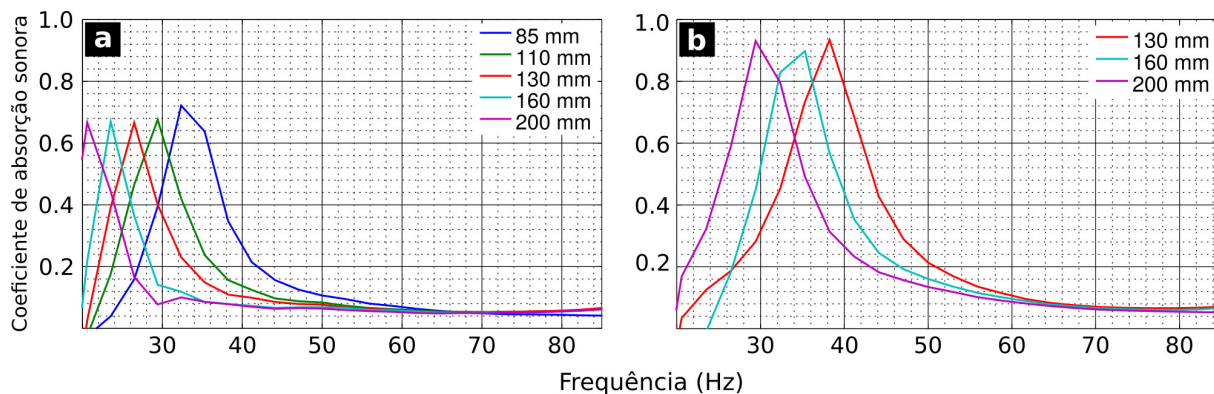
**Figura 6.23:** Esquerda: coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, e com taxas de abertura de 0.16 e 0.23%; direita: representação da placa única em ambos arranjos ensaiados.



Fonte: o autor

300 mm (placa + cavidade de ar + anteparo rígido) podem ser indesejáveis. Em vista dessa limitação, ensaios foram conduzidos para amostras com cavidades de ar de até 200 mm de espessura, e com taxas de abertura de 0.08 e 0.16%. Os resultados são mostrados nos gráficos da Figura 6.24. Nota-se que para o eixo das frequências foi considerado 20 Hz como limite inferior.

**Figura 6.24:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz em dois grupos de arranjos: (a) taxa de abertura de 0.08% e cavidades de ar variando entre 85 e 200 mm; e (b) taxa de abertura de 0.16% e cavidades de ar de 130, 160 e 200 mm.



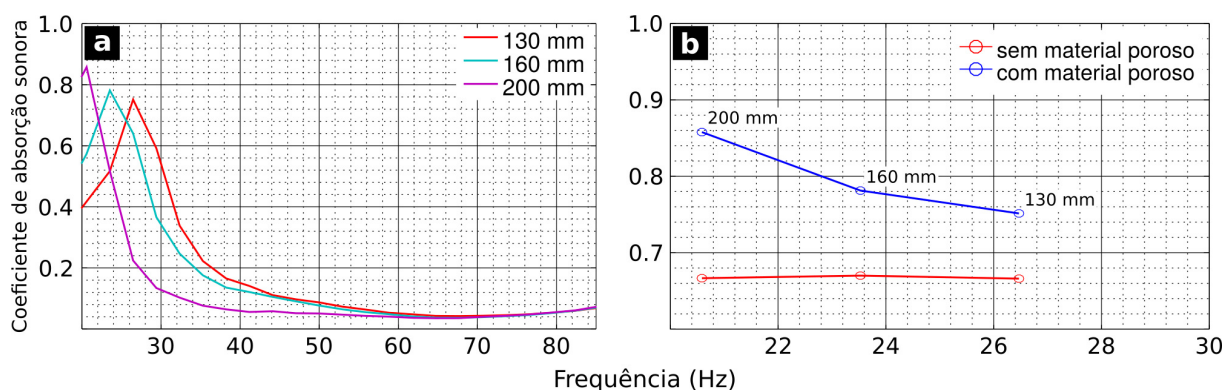
Fonte: o autor

O gráfico da Figura 6.24 (a) mostra que para amostras com a menor taxa de abertura permitida pela placa única (0.08%), os coeficientes obtidos apresentaram sintonia entre aproximadamente 20 e 35 Hz, com magnitude em torno de 0.7. Dobrando a taxa de abertura das amostras (Figura 6.24 (b)), foi possível obter picos com maior magnitude (em torno de 0.9) sintonizados na faixa entre 30 e 40 Hz, aproximadamente.

Uma última etapa da investigação buscou amostras com maior eficiência na faixa entre

20 e 30 Hz. Para tal, alguns dos ensaios conduzidos para amostras com taxa de abertura de 0.08% (Figura 6.24 (a)) foram repetidos, porém dessa vez com a inserção de 50 mm de material resistivo junto ao anteparo rígido. Os resultados são mostrados no gráfico da Figura 6.25 (a). O gráfico (b) dessa mesma figura mostra o comparativo entre as curvas que ligam os picos de absorção obtidos para cada configuração, sendo que para melhor visualização foi atribuído ao eixo dos coeficientes o limite inferior de 0.6.

**Figura 6.25:** (a) coeficientes de absorção sonora obtidos para amostras do absorvedor de Helmholtz com taxa de abertura de 0.08%, cavidades de ar de 130, 160 e 200 mm de espessura, e com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo rígido; (b) curvas que ligam os máximos dos coeficientes obtidos nas duas configurações ensaiadas (com e sem a aplicação de material resistivo).



Fonte: o autor

Como era esperado, observa-se pelos gráficos da Figura 6.25 que a aplicação de material resistivo junto ao anteparo aumentou a magnitude dos picos de absorção das amostras. Julga-se que não ocorreram deslocamentos perceptíveis nas frequências de sintonia devido à baixa taxa de abertura das amostras – hipótese essa que estaria de acordo com os resultados mostrados no gráfico da Figura 6.17 e na Tabela 6.4.

O objetivo geral das investigações – busca por absorvedores que apresentem, em conjunto, coeficientes com magnitude predominantemente em torno de 0.8 ao longo da faixa entre 25 e 280 Hz – foi contemplado com os resultados obtidos na última etapa (Figura 6.25). As amostras ensaiadas, além de auxiliarem o entendimento do comportamento experimental do sistema, formaram a base do desenvolvimento da proposta do absorvedor variável, exposto e discutido no capítulo 7.

## 6.3 Comparativo teórico-experimental

Tal qual discutido na seção 5.5, optou-se por analisar desvios em frequência comparando os resultados obtidos com as frequências de ressonância previstas pelo modelo exposto no capítulo 3 e calculadas com as rotinas expostas no apêndice B. Para a resistividade de escoamento do ar na lã de rocha, adotou-se  $20000 \text{ N.s/m}^4$  (COX; D'ANTONIO, 2006). As diferenças foram computadas em termos dos desvios percentuais de acordo com a expressão  $\delta = 100 (f_{0 \text{ exp}} - f_{0 \text{ teo}} / f_{0 \text{ teo}})$ , na qual  $f_{0 \text{ teo}}$  e  $f_{0 \text{ exp}}$  são respectivamente as frequências de ressonância calculada e obtida experimentalmente. Para a análise, foram consideradas apenas as configurações e arranjos que apresentaram coeficientes experimentais sintonizados. A Tabela 6.5 mostra os desvios relativos às amostras com cavidade de ar de 85 mm de espessura, para as três configurações ensaiadas.

**Tabela 6.5:** Desvios percentuais entre as frequências de ressonância calculadas e obtidas experimentalmente para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%, para três configurações: sem material resistivo; e com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo rígido e junto à placa perfurada.

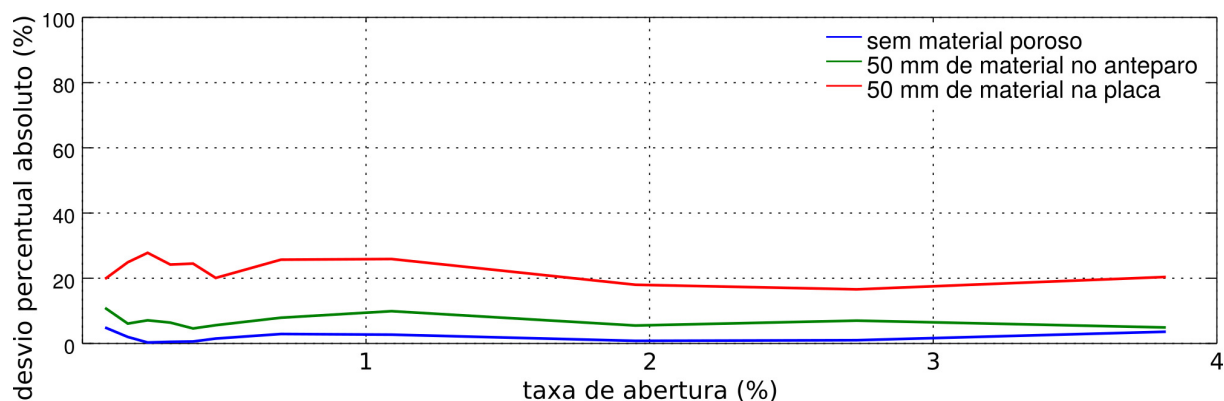
		taxa de abertura (%)	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.47	0.70	1.09	1.95	2.73	3.82
		número de perfurações	1	2	3	4	5	6	9	14	25	35	49
cavidade de ar de 85 mm	sem material poroso	$f_0$ teórico (Hz)	34.0	48.0	59.0	68.0	76.0	84.0	103.0	130.0	175.0	208.0	247.0
		$f_0$ experimental (Hz)	32.4	47.1	58.8	67.6	76.5	85.3	100.0	126.5	173.5	205.9	238.2
		desvio percentual (%)	-4.9	-2.0	-0.3	-0.5	0.6	1.5	-2.9	-2.7	-0.8	-1.0	-3.6
	50 mm de material no anteparo	$f_0$ teórico (Hz)	33.0	47.0	57.0	66.0	74.0	81.0	99.0	124.0	165.0	196.0	232.0
		$f_0$ experimental (Hz)	29.4	44.1	52.9	61.8	70.6	76.5	91.2	111.8	155.9	182.3	220.6
		desvio percentual (%)	-10.9	-6.1	-7.1	-6.4	-4.6	-5.6	-7.9	-9.9	-5.5	-7.0	-4.9
	50 mm de material no placa	$f_0$ teórico (Hz)	33.0	47.0	57.0	66.0	74.0	81.0	99.0	123.0	165.0	194.0	229.0
		$f_0$ experimental (Hz)	26.5	35.3	41.2	50.0	55.9	64.7	73.5	91.2	135.3	161.8	182.3
		desvio percentual (%)	-19.8	-24.9	-27.8	-24.2	-24.5	-20.1	-25.7	-25.9	-18.0	-16.6	-20.4

Fonte: o autor

Nota-se pela Tabela 6.5 que os maiores desvios foram obtidos para amostras que contaram com a aplicação de material resistivo. Dentro de tais configurações, observa-se maiores desvios nos resultados obtidos com o material posicionado junto à placa perfurada, que chegaram a ultrapassar 25%. A fim de se obter uma melhor visualização do comportamento, foram gerados os gráficos da Figura 6.26, que mostram as curvas dos desvios percentuais absolutos em função da taxa de abertura para cada configuração do absorvedor analisada.

Além de deixar clara a relação entre os desvios de cada configuração, o gráfico da Figura 6.26 indica que os mesmos apresentaram certo padrão de progressão com a taxa de abertura: as curvas, embora deslocadas em desvio percentual, se assemelham nas formas.

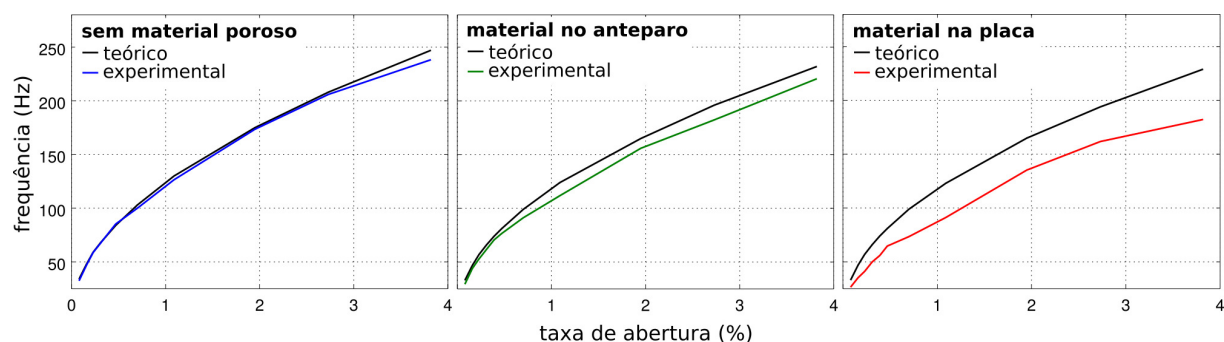
**Figura 6.26:** Desvios percentuais absolutos entre as frequências de ressonância calculadas e obtidas experimentalmente para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura variando entre 0.08 e 3.82%, para três configurações: sem material resistivo; e com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo rígido e junto à placa perfurada.



Fonte: o autor

Por outro lado, nota-se que para as amostras com material resistivo posicionado junto à placa perfurada, a forma da curva distorce das demais na região das baixas taxas de abertura – comportamento que poderia ser explicado pela eventual inomogeneidade das placas de lã de rocha confeccionadas. Os gráficos da Figura 6.27, gerados para complementar a visualização dos desvios obtidos, mostram as taxas de abertura em função das frequência de ressonância teóricas e experimentais obtidas com cada amostra, para as três configurações ensaiadas.

**Figura 6.27:** Frequências de ressonância calculadas e obtidas experimentalmente em função da taxa de abertura das amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 85 mm, para três configurações: sem material resistivo; e com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo rígido e junto à placa perfurada.



Fonte: o autor

Os gráficos da Figura 6.27 mostram como que as frequências de ressonância das amostras ensaiadas progrediram com o aumento da taxa de abertura, e como essa progressão foi desviada da previsão teórica. Tomando como exemplo a configuração que apresentou

os maiores desvios (material resistivo posicionado junto à placa), as curvas indicam que, comparativamente, foram necessários maiores aumentos na taxa de abertura para se obter as mesmas frequências de ressonância previstas pelo modelo.

A Tabela 6.6 mostra os desvios relativos às amostras com cavidade de ar de 287 mm de espessura, para três das configurações ensaiadas: sem material resistivo, e com 50 e 100 mm e material resistivo aplicados junto ao anteparo.

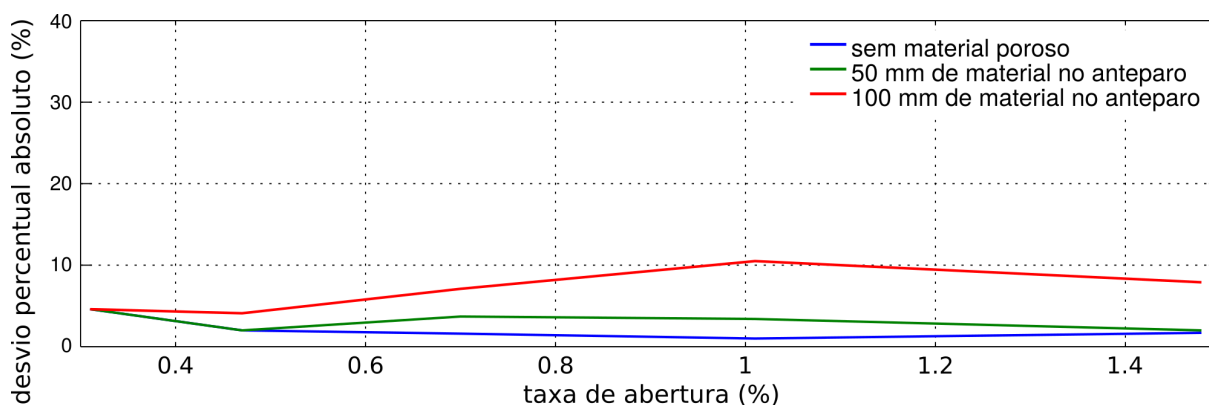
**Tabela 6.6:** Desvios percentuais entre as frequências de ressonância calculadas e obtidas experimentalmente para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura variando entre 0.31 e 1.48%, para três configurações: sem material resistivo; e com 50 mm e 100 mm de material resistivo posicionados junto ao anteparo rígido.

		taxa de abertura (%)	0.31	0.47	0.70	1.01	1.48
		número de perfurações	4	6	9	13	19
cavidade de ar de 287 mm	Sem material poroso	$f_0$ teórico (Hz)	37.0	45.0	55.0	67.0	81.0
		$f_0$ experimental (Hz)	35.3	44.1	55.9	67.6	82.3
		desvio percentual (%)	-4.6	-2.0	1.6	1.0	1.7
	50 mm de material no anteparo	$f_0$ teórico (Hz)	37.0	45.0	55.0	67.0	81.0
		$f_0$ experimental (Hz)	35.3	44.1	52.9	64.7	79.4
		desvio percentual (%)	-4.6	-2.0	-3.7	-3.4	-2.0
	100 mm de material no anteparo	$f_0$ teórico (Hz)	37.0	46.0	57.0	69.0	83.0
		$f_0$ experimental (Hz)	35.3	44.1	52.9	61.8	76.5
		desvio percentual (%)	-4.6	-4.1	-7.1	-10.5	-7.9

Fonte: o autor

O gráfico da Figura 6.28 mostra os desvios percentuais absolutos em função da taxa de abertura referentes às amostras relacionadas na Tabela 6.6 – nota-se que o eixo dos desvios apresenta limite superior de 40%.

**Figura 6.28:** Desvios percentuais entre as frequências de ressonância calculadas e obtidas experimentalmente em função da taxa de abertura para amostras do absorvedor de Helmholtz com cavidade de ar de 287 mm, taxa de abertura variando entre 0.31 e 1.48%, para três configurações: sem material resistivo; e com 50 mm e 100 mm de material resistivo posicionados junto ao anteparo rígido.



Fonte: o autor

A Tabela 6.6 e o gráfico da Figura 6.28 mostram que os maiores desvios obtidos referem-se à configuração que recebeu aplicação de 100 mm de material resistivo, enquanto os menores foram obtidos para amostras que não contaram com aplicação do material. As curvas de desvio absoluto não apresentaram padrão de progressão com a taxa de abertura, o que limitou as possibilidades de análise.

O cálculo dos desvios em frequência foi também efetuado para os resultados obtidos com a variação da cavidade de ar das amostras, tal qual mostra a Tabela 6.7.

**Tabela 6.7:** Desvios percentuais entre as frequências de ressonância calculadas e obtidas experimentalmente para amostras do absorvedor de Helmholtz com taxa de abertura de 0.31%, e com cavidades de ar de espessuras variando entre 50 e 287 mm.

0.31 %	sem material poroso	cavidade de ar (mm)	50	60	70	85	100	120	150	205	287
		$f_0$ teórico (Hz)	89.0	81.0	72.0	68.0	63.0	57.0	51.0	44.0	37.0
		$f_0$ experimental (Hz)	85.3	79.4	73.5	67.6	61.8	55.9	50.0	44.1	35.3
		desvio percentual (%)	-4.2	-2.0	2.1	-0.5	-2.0	-2.0	-2.0	0.3	-4.6

Fonte: o autor

Em geral, nota-se que os maiores desvios foram obtidos para amostras que receberam a aplicação de material resistivo. Para as configurações mais simples ensaiadas (sem aplicação do material), as quais compreendem as amostras consideradas na Tabela 6.7, os desvios não ultrapassaram 5%. Tais resultados indicaram haver divergências entre a modelagem e o real comportamento das placas resistivas: além do processo de confecção não ter garantido a espessura considerada para o modelo, a resistividade de escoamento também inserida como parâmetro de entrada foi apenas estimada. Como esses obstáculos são comumente enfrentados na prática, fica evidente que um absorvedor desenvolvido exclusivamente via ferramentas computacionais pode apresentar desempenho acústico diferente do vislumbrado. Esse problema se intensifica quando o objetivo de aplicação é o controle modal de salas pequenas: desvios de até 30% como os observados (Tabela 6.5) fazem com que o absorvedor atue em uma frequência consideravelmente distante da desejada/problemática, fato que pode agravar a heterogeneidade modal do ambiente (COX; D'ANTONIO, 2006). Tais considerações se aplicam também à eventuais divergências observadas na forma e na magnitude dos coeficientes.

## 6.4 Discussões adicionais

O objetivo geral do trabalho limitou a investigação experimental acerca do desempenho acústico do absorvedor de Helmholtz. Além das restrições impostas para a faixa de frequência de análise e para os parâmetros a serem variados na placa perfurada, alguns comportamentos e fenômenos que surgiram com os resultados não foram explorados, embora sejam considerados pertinentes. Expõe-se na presente seção algumas reflexões e considerações acerca das lacunas identificadas ao longo do capítulo.

### Parâmetros da placa perfurada

As investigações teóricas conduzidas no capítulo 3 levantaram dois questionamentos a respeito dos limites da eficácia de predição do modelo. O primeiro refere-se à espessura da placa perfurada: julga-se existir uma espessura mínima a partir da qual a placa atua exclusivamente pela ressonância de Helmholtz, sem interferência de fenômenos vibratórios (ressonância de membrana). Essa hipótese pode ser testada a partir de ensaios conduzidos para amostras de configuração simples (sem aplicação de material resistivo e, portanto, aderente ao modelo) e com placas perfuradas de espessuras variadas. No caso, as placas das amostras poderiam ser trocadas gradativamente até a menor espessura disponível, e os resultados comparados com a predição do modelo.

O segundo questionamento refere-se ao raio das perfurações: segundo Maa (1998), perfurações com dimensões submilimétricas fornecem baixa reatância e alta resistência acústicas, configurando os painéis micro-perfurados como sistemas que atuam de maneira oposta ao absorvedor de Helmholtz. Julga-se pertinente, portanto, uma investigação experimental acerca do intervalo de raios que distingue os sistemas. Tal investigação seria limitada pelas possibilidades de se executar perfurações com raios inferiores 0.5 mm, que é a menor dimensão de broca comumente comercializada<sup>3</sup>.

Adicionalmente, os limites do modelo poderiam ser também testados para os extremos superiores de espessura de placa e raio de perfuração. Em conjunto com o número de perfurações, tais investigações contemplariam os parâmetros-base da placa perfurada passíveis de variação.

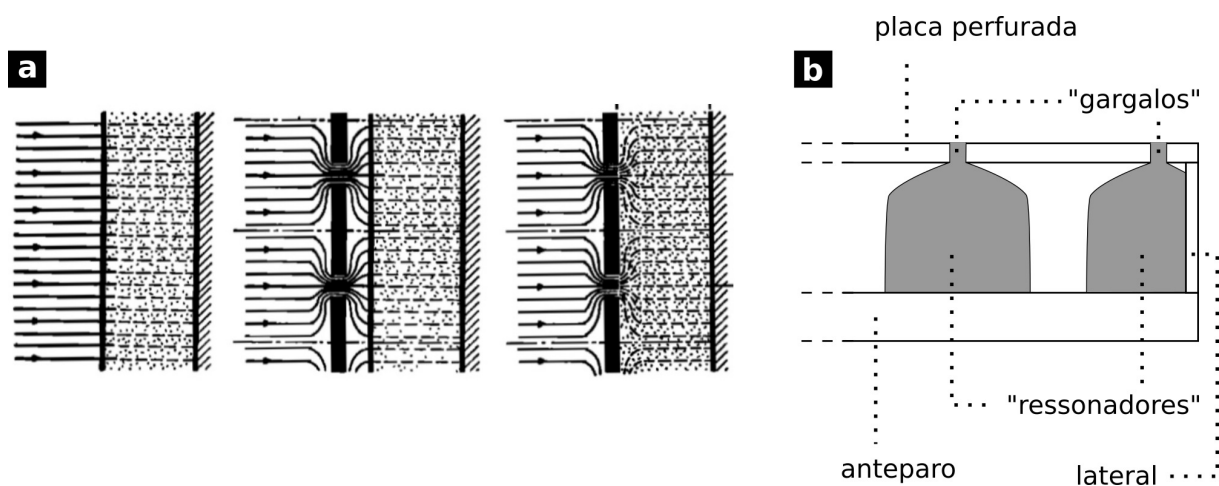
---

<sup>3</sup>Atualmente, existe a possibilidade de se manipular materiais como o MDF com máquinas a laser, sendo que a eficácia para execução de perfurações submilimétricas pode ser investigada.

### Distribuição de perfurações – limites de borda

As características e consequências das distribuições apresentadas na Figura 6.4 levantam uma questão a ser investigada: julga-se que há um limite para a distância entre as perfurações e a borda da placa a partir do qual os coeficientes começam a sofrer influência. Considerando o absorvedor de Helmholtz como um conjunto de ressonadores, pode-se entender que a cavidade de ar de cada ressonador (ou a mola do sistema) é definida por uma região limitada do volume formado entre a placa e o anteparo rígido (Figura 6.29 (a)). A forma de tal cavidade imaginária é alterada para o caso de gargalos (perfurações) posicionados próximos das extremidades da placa, visto que em tais regiões o volume entre a placa e o anteparo é limitado pelas laterais do absorvedor (Figura 6.29 (b)).

**Figura 6.29:** Absorvedores de Helmholtz representados por um conjunto de ressonadores ilustrados em corte transversal: (a) influência da placa perfurada e do material resistivo na propagação das ondas; (b) influência da lateral do absorvedor na forma da cavidade de ar do ressonador.



Fontes: (a) adaptada de Ingard (1954); (b) o autor

Segundo Alster (1972), a forma da cavidade de um ressonador de Helmholtz é um dos parâmetros que influenciam a respectiva frequência de ressonância — ou seja, é possível que absorvedores distintos somente pela distância entre as perfurações e as bordas da placa apresentem coeficientes sintonizados em frequências diferentes. Se essa hipótese for atestada, pode-se concluir que o padrão de distribuição de borda utilizado no presente trabalho (Figura 6.4) resultou em ressonadores posicionados de tal maneira a apresentarem cavidades de ar constantes em forma (livres da influência das laterais do absorvedor).



### Distribuição das perfurações – relação com área da placa

Outra questão que surgiu com os resultados mostrados nas Figuras 6.4 e 6.5 refere-se a uma possível relação entre a influência da distribuição de perfuração e a área da placa: julga-se improvável que a distribuição de borda, por exemplo, retorne os mesmos coeficientes de uma distribuição homogênea para placas de áreas muito maiores do que a considerada para as amostras. Tomando como exemplo um absorvedor com placa quadrada de 900 mm de lado, com perfurações de 9.5 mm de diâmetro e distantes em no mínimo 19 mm entre si (dois diâmetros), a mesma taxa de abertura de 1.25% (Figura 6.5) pode ser obtida alocando 144 perfurações ao longo das bordas da placa. Isso resulta em um absorvedor com área reflexiva considerável, o que provavelmente influencia o respectivo espectro de absorção. Essa hipótese só pode ser testada com experimentos *in situ*, visto que amostras de 900 mm de lado demandariam um tubo de impedância com dimensões impraticáveis. Essa discussão está intrinsecamente ligada com a da área ideal que deve ser considerada para o absorvedor variável, exposta no capítulo 7.

### Homogeneidade do material resistivo

Em geral, os resultados mostraram que a variação dos parâmetros das amostras influenciaram os respectivos coeficientes de maneira progressiva em frequência e/ou em magnitude. A exceção foi observada para as configurações nas quais o material resistivo foi posicionado junto à placa perfurada, diante da qual julgou-se haver influência de uma possível inhomogeneidade do material. Como discutido na seção 6.1, a lã de rocha que compôs as placas é pouco rígida, sendo que envolvê-la com tecido pode não ter sido suficiente para evitar deformações. Alguns ensaios foram executados visando substantiar a hipótese (Figuras 6.11 e 6.19), porém a eventual confirmação depende de investigações com materiais comparativamente mais homogêneos. Nesse sentido, a lã de PET – material desenvolvido com fibras de poliéster – pode vir a configurar uma alternativa promissora: além de apresentar vantagens ecológicas, as placas do material apresentam eficiência acústica e alto índice de resiliência ([trisoft.com.br](http://trisoft.com.br)) – acesso em 07/01/2019).

### Relação entre coeficiente de absorção e ângulo de incidência

O método da função de transferência retorna os coeficientes de absorção sonora computados para incidência normal. Como o desempenho acústico das amostras ensaiadas é aqui

analisado principalmente em termos das respectivas frequências de atuação, as correções para incidência aleatória (campo difuso), cujo procedimento é contemplado pela norma ISO-10534 (2001), não foram realizadas. Julga-se que tal escolha se torna mais consistente com a restrição dos modos axiais considerada para o trabalho, uma vez que esses são formados nas direções perpendiculares às respectivas superfícies. Por outro lado, um eventual estudo de caso computacional deve contar com tais correções, já que na prática a complexidade do comportamento modal extrapola as idealizações consideradas.

### **Considerações gerais**

Julga-se que o eventual preenchimento das lacunas expostas na presente seção tem potencial para auxiliar a otimização do desenvolvimento de absorvedores de Helmholtz, tanto em termos de desempenho acústico quanto em termos de praticidade de confecção e eficiência de aplicação. Em conjunto com os resultados obtidos ao longo da investigação, as discussões aqui apresentadas foram consideradas para a proposta do absorvedor variável, cujo desenvolvimento é exposto no capítulo 7.

## Capítulo 7

# Proposta de absorvedor de Helmholtz variável

O desenvolvimento da proposta de um absorvedor de Helmholtz variável teve como base o estudo conduzido por Souza e Patraquim (2012), a análise e a investigação teóricas expostas nos capítulos 2 e 3, respectivamente, e a investigação experimental exposta no capítulo 6. Em suma, o objetivo do desenvolvimento foi o de projetar um absorvedor apto a atuar nos problemas modais presenciados em salas pequenas e que não apresente as desvantagens comumente encontradas nas soluções disponíveis, a saber: particularidade de atuação, complexidade de fabricação e aplicação e os custos consequentes. No presente capítulo, os passos do desenvolvimento da proposta são apresentados e discutidos.

### 7.1 Definição do absorvedor

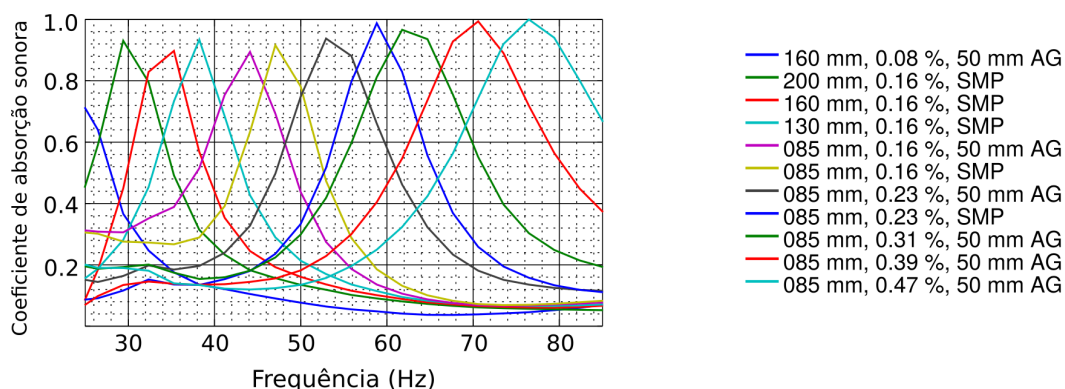
A análise teórica exposta no capítulo 2 mostrou que para uma solução atuar nos problemas modais presenciados em salas pequenas, a mesma deve apresentar absorção sonora ao longo da extensa faixa entre 25 e 280 Hz, aproximadamente. O absorvedor de Helmholtz, solução comumente empregada no controle modal, apresenta a desvantagem de atuar em frequências estreitas do espectro, tal qual observado nos resultados das investigações teórica e experimental (capítulos 3 e 6). Ou seja, o seu desenvolvimento depende das características da sala a ser tratada, sendo necessária uma série de configurações e arranjos para contemplar as frequências problemáticas. A proposta de um absorvedor de Helmholtz variável vem no sentido de atenuar tal demanda: se o sistema oferecer a pos-

sibilidade de sintonização ao longo de faixas que extrapolem as bandas características, o seu desenvolvimento pode ser otimizado.

### 7.1.1 Seleção de configurações e arranjos

A frequência de ressonância do absorvedor de Helmholtz é definida pela configuração e pelo arranjo do sistema. Ou seja, um absorvedor variável deve permitir modificações nos parâmetros das respectivas placa perfurada, cavidade de ar, e material resistivo, de modo a ser possível sintonizá-lo de acordo com a necessidade. Independentemente de como as modificações sejam executadas (mecanismos propostos e discutidos adiante), é possível definir os parâmetros desejáveis para o sistema de acordo com os resultados obtidos com a investigação experimental. Nesse sentido, optou-se por realizar uma seleção das amostras ensaiadas cujos coeficientes apresentaram picos de absorção ao longo da faixa entre 25 e 280 Hz com magnitude em torno de 0.8. O gráfico da Figura 7.1 mostra os resultados selecionados para a primeira faixa do espectro considerado.

**Figura 7.1:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para a seleção de amostras referente à primeira faixa do espectro ensaiado (25 → 85 Hz). Legenda: cavidade de ar (mm), taxa de abertura (%), e definição da configuração – sem material resistivo (SMP) ou com 50 mm de material resistivo posicionado no anteparo rígido (AG).

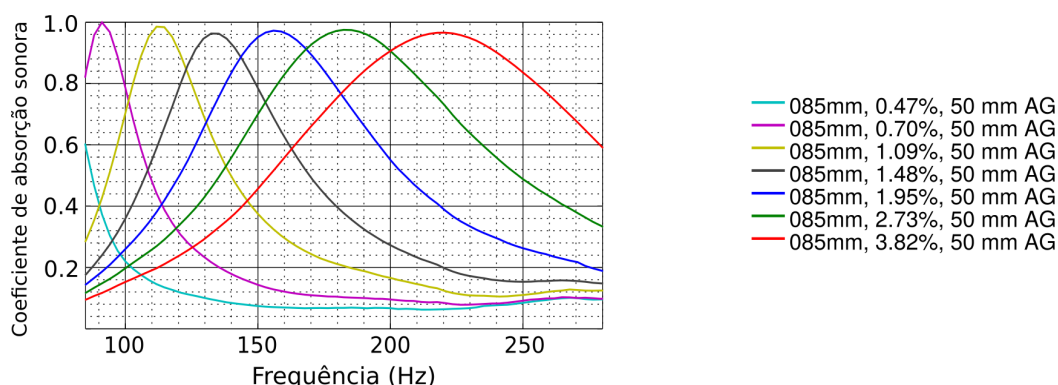


Fonte: o autor

Nota-se pelo gráfico da Figura 7.1 que para contemplar a faixa entre 25 e 85 Hz com coeficientes em torno de 0.8, foi necessário selecionar amostras com pluralidade de espessuras de cavidade de ar e de taxas de abertura. Nota-se ainda que não foi necessário considerar as amostras com 100 mm de material resistivo ou com o material posicionado junto à placa perfurada, fato que restringiu as modificações a serem permitidas pelo absorvedor variável.

O gráfico da Figura 7.2 mostra os resultados selecionados para a segunda faixa do espectro considerado. Nota-se que, para o caso, todos resultados selecionados referem-se à amostras com cavidade de ar de 85 mm de espessura e com 50 mm de material resistivo posicionado junto ao anteparo – ou seja, o gráfico é o mesmo do mostrado na direita da Figura 6.9.

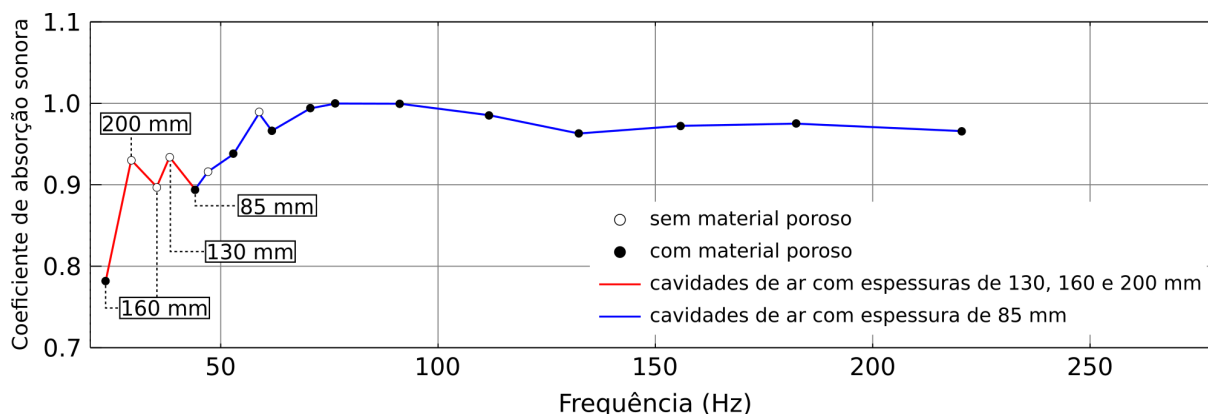
**Figura 7.2:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para a seleção de amostras referente à segunda faixa do espectro ensaiado (85 → 280 Hz). Legenda: cavidade de ar (mm), taxa de abertura (%), e definição da configuração – com 50 mm de material resistivo posicionado no anteparo rígido (AG).



Fonte: o autor

Tal qual anteriormente observado, o gráfico da Figura 7.2 mostra que os picos obtidos para a seleção de amostras ao longo da faixa entre 85 e 280 Hz apresentaram magnitude superior a 0.9. A fim de se obter uma visão geral do desempenho conjunto das amostras selecionadas, foi gerado o gráfico da Figura 7.3, que mostra a curva que liga os respectivos picos de absorção. Para o caso, foram considerados 0.7 e 1.1 como limites do eixo dos coeficientes de absorção sonora.

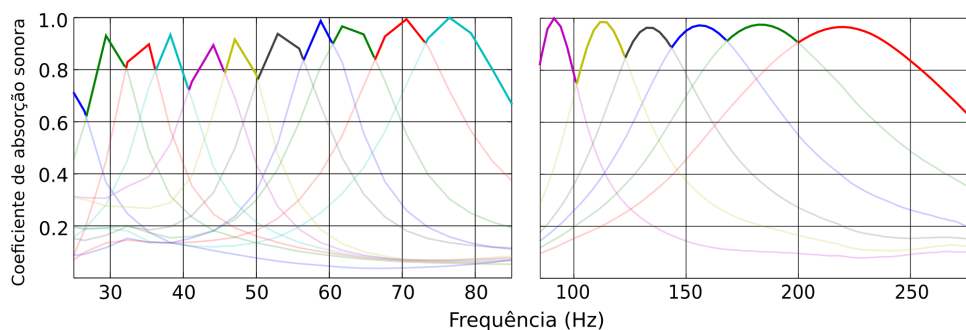
**Figura 7.3:** Curvas que ligam os máximos dos coeficientes obtidos para as amostras selecionadas, com indicações para as espessuras das cavidades e para presença ou não de material resistivo.



Fonte: o autor

Fica evidente pelo gráfico da Figura 7.3 que as maiores modificações a serem permitidas pela proposta referem-se à sintonização abaixo de 50 Hz, região na qual as configurações variaram em taxa de abertura, espessura de cavidade e presença de material resistivo. Para frequências acima de 70 Hz, as configurações variaram apenas em taxa de abertura (cavidade de ar constante em 85 mm e 50 mm de material posicionado junto ao anteparo). A fim de obter uma visualização que contemple a atuação conjunta das amostras nas redondezas dos máximos dos respectivos coeficientes, foi gerado o gráfico da Figura 7.4, no qual a extensão superior remanescente da interseção entre as curvas foi destacada.

**Figura 7.4:** Coeficientes de absorção sonora obtidos para a seleção de amostras em ambas faixas do espectro ensaiado, com destaque para os máximos e entornos.



Fonte: o autor

O destaque nos coeficientes da Figura 7.4 detalha o desempenho conjunto da seleção de amostras, que apresentou máximos de absorção em torno de 0.8 ao longo do espectro considerado (ou seguramente em torno de 0.7, considerando os desvios máximos estimados para o procedimento experimental). Exceções são observadas nos limites superior e inferior de frequências, regiões nas quais a união dos coeficientes apresentou quedas em magnitude, porém manteve-se acima de 0.6. Diante dos resultados obtidos ao longo da investigação experimental, julga-se possível preencher tais lacunas com amostras que apresentem espessuras de cavidade adicionais às consideradas na seleção. Por outro lado, aumentar o número de arranjos possíveis para o absorvedor variável pode ser indesejado, visto que o objetivo para a solução é a união entre eficácia e simplicidade/praticidade. Uma análise acerca do balanço ideal entre tais características depende de resultados obtidos com eventuais medições *in situ*, que configuram a sugestão de continuidade do trabalho. Assim, para o desenvolvimento da proposta, a seleção de amostras foi considerada como suficiente. A Tabela 7.1 lista os parâmetros de cada configuração e arranjo da seleção.

**Tabela 7.1:** Parâmetros que descrevem a configuração e o arranjo de cada uma das 17 amostras selecionadas. Legenda: NP – número de perfurações; TA – taxa de abertura; CA – espessura da cavidade de ar; MP – aplicação (S) ou não (N) de 50 mm de material resistivo no anteparo rígido;  $f_0$  – frequência de ressonância (ou sintonia);  $\alpha_{max}$  – magnitude do pico de absorção.

Conf.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NP	1	2	2	2	2	2	3	3	4	5	6	9	14	19	25	35	49
TA (%)	0.08	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.23	0.23	0.31	0.39	0.47	0.70	1.09	1.48	1.95	2.73	3.82
CA (mm)	160	200	160	130	85	85	85	85	85	85	85	85	85	85	85	85	85
MP (S/N)	S	N	N	N	S	N	S	N	S	S	S	S	S	S	S	S	S
$f_0$ (Hz)	23,5	29,4	35,3	38,2	44,1	47,1	52,9	58,8	61,8	70,6	76,5	91,2	111,8	132,3	155,9	182,3	220,6
$\alpha_{max}$	0.78	0.93	0.90	0.93	0.89	0.92	0.94	0.99	0.97	0.99	1.00	1.00	0.99	0.96	0.97	0.98	0.97

Fonte: o autor

## 7.1.2 Partes do sistema e montagem

Com as configurações a serem permitidas pelo absorvedor variável selecionadas, pode-se projetar as partes que o compõem e o procedimento proposto para a montagem, tal qual exposto e discutido a seguir.

### Placa perfurada

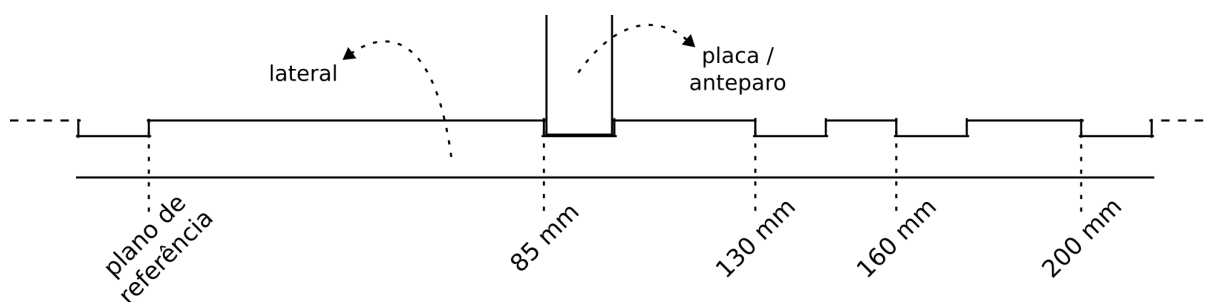
Ao se tomar como base as configurações e arranjos ensaiados na investigação experimental, a espessura da placa e o diâmetro das perfurações da proposta ficam estabelecidos como constantes em 15 e 9.5 mm, respectivamente. Ou seja, a limitação imposta na investigação pode ser utilizada na otimização do absorvedor variável. Além disso, pode-se considerar para a proposta o sistema de variação da taxa de abertura empregado nos ensaios, já que esse mostrou não exercer influência no desempenho acústico das amostras. Em suma, pode-se empregar no absorvedor variável a placa única com o número máximo de perfurações e o sistema de cavilhas.

### Cavidade de ar

De acordo com a Tabela 7.1, para atender as demandas de salas pequenas, o absorvedor variável deve permitir a formação de cavidades de ar com 4 espessuras: 85, 130, 160 e 200 mm (lembrando que o limite superior foi considerado nas investigações justamente para contemplar as limitações da aplicação). Para tal, julga-se haver duas alternativas: deslocamento do anteparo rígido (tal qual efetuado com as amostras) ou da placa perfurada (no caso, a placa única). Independentemente da escolha, o sistema de deslocamento

deve impedir a criação de frestas com as paredes do absorvedor, tal qual evidenciaram alguns dos resultados obtidos nas investigações comparativas (Figura 5.11). Para as amostras ensaiadas, essa demanda foi garantida aplicando pressão nos quatro sentidos do corte transversal do tubo de impedância – abordagem que pode ser também empregada na proposta. Por outro lado, visando a praticidade de manuseio (modificação dos parâmetros internos) do absorvedor, julga-se que a definição de 4 posições fixas para o anteparo ou para a placa tende a otimizar o atendimento da demanda – no caso, tais partes podem ser alocadas em canais confeccionados nas laterais do absorvedor, tal qual ilustra em corte longitudinal a imagem da Figura 7.5.

**Figura 7.5:** Sugestão para encaixe da placa perfurada ou do anteparo nas laterais do absorvedor variável – ilustração em corte longitudinal.



Fonte: o autor

É intuitivo considerar que o mais prático seja fixar a posição do anteparo rígido e variar a posição da placa perfurada<sup>1</sup>. No caso, pode-se atribuir à superfície de aplicação a função de anteparo, fato que simplificaria o desenvolvimento e diminuiria o peso final do absorvedor. A validade de tal escolha, entretanto, demanda investigações adicionais, já que as possíveis irregularidades das diversas superfícies encontradas na prática potencialmente afetariam o desempenho da solução.

## Material resistivo

A etapa da seleção de amostras possibilitou atestar que o absorvedor variável pode contar com apenas uma placa de 50 mm de material resistivo, e que esta deve ser posicionada junto ao anteparo rígido – fatos que também otimizam o desenvolvimento. Por outro lado, nota-se que algumas faixas do espectro só foram atingidas por configurações que não contam com a aplicação do material, exigindo que o absorvedor permita a remoção/inserção

<sup>1</sup>Pode-se argumentar que manter fixa a posição da placa perfurada seja esteticamente preferível, porém tal atributo não foi considerado para o presente trabalho.



da placa conforme interesse. Visto que o reposicionamento da placa perfurada também demanda acesso ao interior da solução por alguma parte removível, a necessidade de manipulação do material não configura uma desvantagem. De qualquer forma, investigações adicionais podem ser conduzidas buscando arranjos que excluam tal necessidade e, conseqüentemente, simplifiquem o manejo do absorvedor.

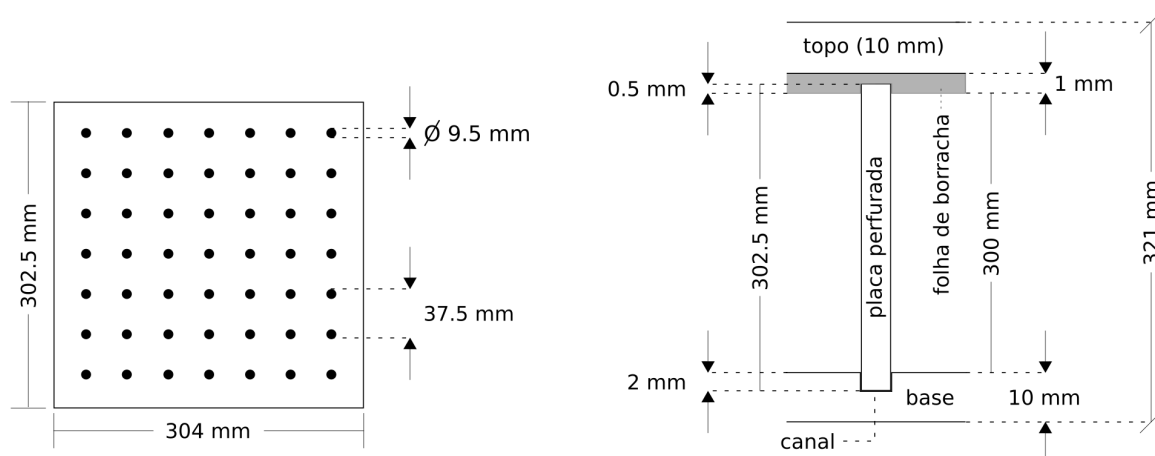
### Montagem

Com a definição das configurações, arranjos e partes, pode-se projetar o absorvedor com mais detalhes. A princípio, considera-se cada módulo da solução com área igual à das amostras ensaiadas na investigação — ou seja, seção transversal quadrada com lado de 300 mm. Estabelecendo que a formação das quatro cavidades de ar deve ser obtida pelo posicionamento da placa perfurada, a estrutura-base do absorvedor pode ser definida como um nicho de quadrado, com área interna de  $300 \times 300 \text{ mm}^2$  e profundidade de 200 mm. Considerando o sistema de encaixe proposto (alocação em canais — Figura 7.5), a placa deve apresentar dimensões que extrapolam os 300 mm em ambas direções. Atribuindo às partes da estrutura-base uma espessura de 10 mm, julga-se que canais com 2 mm de profundidade são suficientes para prover estabilidade à montagem. Dessa forma, a placa perfurada deve apresentar lados de 304 mm para encaixe justo.

O reposicionamento da placa e a inserção/remoção do material resistivo exigem que o absorvedor apresente alguma parte removível atuando como porta, para a qual é considerado o topo da estrutura. Por ser passível de constantes manipulações, pode-se especificamente para a parte substituir o sistema de canais por uma folha de borracha que cobre toda superfície inferior — ou seja, pode-se reproduzir o sistema de fechamento da cavidade de amostras do tubo de impedância no absorvedor variável. Busca-se com tal substituição promover certa pressão com o fechamento do absorvedor, o que auxilia a estabilidade da montagem. Considerando que a folha apresente 1 mm de espessura, deve-se atribuir novas dimensões à placa perfurada: 304.0 mm (largura)  $\times$  302.5 mm (altura). As imagens da Figura 7.6 ilustram a placa e a sua inserção no absorvedor, com indicação para as partes e dimensões.

Como presenciado na construção do tubo de impedância, fechos de pressão tendem a ceder com o tempo, ainda mais se o material de trabalho for o MDF. Em vista disso, considera-se a aplicação de roscas postiças ou insertos nas laterais da estrutura para o

**Figura 7.6:** Ilustração da placa perfurada (esquerda) e de sua inserção no absorvedor (direita), com indicação para as dimensões (extrapoladas e fora de escala para melhor visualização).

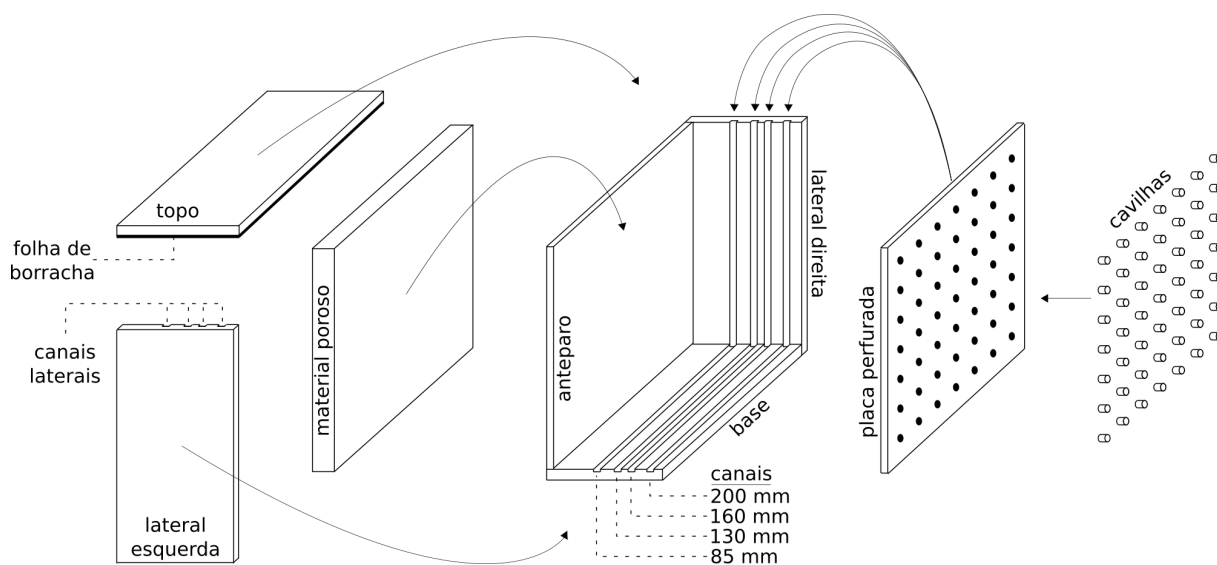


Fonte: o autor

fechamento do absorvedor. Se empregado em conjunto com parafusos tipo *allen*, esse sistema de fechamento pode tornar as manipulações na estrutura práticas e comparativamente mais estáveis.

Tal qual observado na Figura 7.6, com as propostas de encaixe da placa e fechamento do topo, cada módulo do absorvedor apresenta altura total de 321 mm. Para se estabelecer as demais dimensões, a disposição das partes da estrutura deve ser conhecida. A Figura 7.7 ilustra a proposta de montagem, na qual o topo, o material resistivo, a lateral esquerda e a placa perfurada foram ilustradas à parte da estrutura-base para visualização interna.

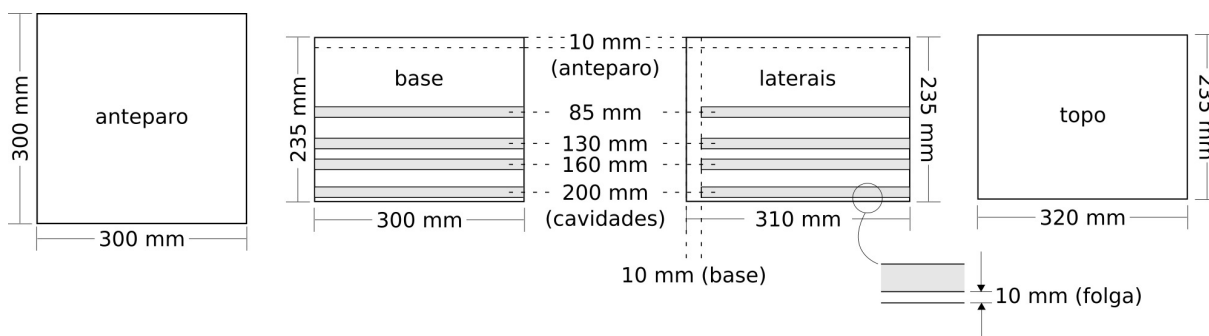
**Figura 7.7:** Proposta de montagem do absorvedor, com partes ilustradas separadas da estrutura-base para visualização interna.



Fonte: o autor

De acordo com o padrão de montagem da estrutura-base exposto na Figura 7.7, pode-se estabelecer para o anteparo, a base, as laterais e o topo as dimensões indicadas na Figura 7.8.

**Figura 7.8:** Dimensões atribuídas ao anteparo, base, laterais e topo do absorvedor.



Fonte: o autor

Nota-se pelas Figuras 7.7 e 7.8 que para formar o canal relativo à maior espessura da cavidade de ar, foi necessário considerar para as laterais, base e topo profundidades que excedem os 200 mm: (anteparo + cavidade + placa) + folga  $\Rightarrow (10 + 200 + 15) + 10 = 235$  mm. Dessa forma, independente de como cada módulo seja arranjado, a estrutura da caixa (laterais, base e topo) se estende para além da placa perfurada, sendo que a influência de tal formação no desempenho do absorvedor deve ser investigada. Ainda, nota-se que os canais relativos ao encaixe da placa nas laterais não ocupam toda extensão da parte — para evitar a formação de frestas, estes devem ser abertos até o encontro entre cada lateral e a base do absorvedor.

Com exceção das placas perfurada e de material resistivo, foram consideradas espessuras de 10 mm para todas as partes. Especificamente, as consequências da atribuição de tal dimensão para o anteparo rígido devem ser investigadas, visto que para as amostras foi considerado um anteparo de 30 mm de espessura. Ainda, nessa mesma investigação poderiam ser incluídas as consequências de se considerar espessuras menores que 10 mm para as partes da estrutura — se for verificado que tal substituição não afeta o desempenho do absorvedor, tem-se ganhos práticos (montagem e peso final) e de custo. Como o tubo de impedância não aceita amostras completamente estruturadas, só é possível testar essa última proposta de otimização (tal qual os efeitos da extensão da estrutura de cada módulo para além da placa perfurada) através de medições *in situ*.

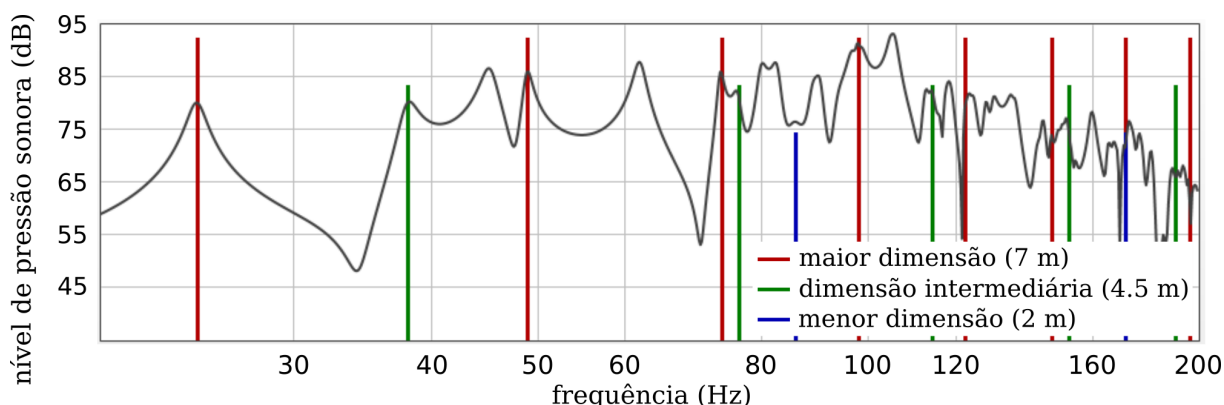
## 7.2 Aplicação em salas pequenas

Os desempenhos individuais de cada configuração e arranjo considerados para o absorvedor variável não descrevem por completo a sua eficácia no controle modal, que depende tanto das características do ambiente como dos parâmetros de aplicação: área (número de módulos), distribuição, direção e posicionamento. Ou seja, investigações experimentais *in situ* são fundamentais para a caracterização completa e otimização da proposta, e formam a base da sugestão de trabalhos futuros. Os resultados obtidos com a presente pesquisa são fundamentais para guiar essa investigação, tal qual discutido a seguir.

### Sala de referência

A fim de sustentar as discussões acerca da aplicação da solução proposta, toma-se como referência uma sala com dimensões  $2 \times 4.5 \times 7$  m (volume de  $63 \text{ m}^3$ ). Nota-se que tais dimensões compreendem o máximo e mínimo considerados na investigação teórica (apêndice A). O gráfico da Figura 7.9 mostra a resposta em frequência da sala, obtida computacionalmente para a fonte sonora e o receptor posicionados em cantos inferiores distintos. As linhas verticais indicam as frequências dos modos axiais formados em cada direção.

**Figura 7.9:** Resposta em frequência de uma sala com dimensões  $2 \times 4.5 \times 7$  m, calculada a partir da excitação e captação das pressões em um dos cantos, com linhas verticais indicando as frequências dos modos axiais de cada direção (gráfico gerado pelo aplicativo *Room EQ Wizard*).



Fonte: o autor

### Bandas de atuação do absorvedor variável

A seleção de configurações e arranjos que compõem o absorvedor variável retornam coeficientes com bandas de sintonia estreitas, o que demanda uma quantidade considerável de modificações a serem permitidas pelo sistema. Tomando como exemplo a sala de referência, para a solução proposta atuar nos três primeiros modos axiais formados na maior direção, ela tem que ser sintonizada em três frequências: 24.5, 49 e 73.5 Hz. Olhando para o gráfico da Figura 7.1 e para a Tabela 7.1, nota-se que isso implica em três configurações distintas: 1, 6 (ou 7) e 10 (ou 11). Ou seja, seria necessária a aplicação de no mínimo três módulos do absorvedor variável nas superfícies ortogonais à maior direção, cada um sintonizado em uma frequência modal. Se o campo modal exigir o preenchimento completo das superfícies da sala com absorção, cada configuração do absorvedor poderia ocupar no máximo um terço da área de aplicação (ou variações desse valor dependendo da relação entre as intensidades dos três modos).

Esse mesmo raciocínio vale para a menor direção da sala de referência, cujos três primeiros modos axiais apresentam frequências de 86, 172 e 258 Hz (configurações 12, 16 e 17, respectivamente). Assim, é possível que o aumento da banda de atuação observado para configurações com material resistivo posicionado junto à placa seja mais desejado do que o ganho em magnitude de absorção proporcionado pelas configurações empregadas na solução proposta. Isso porque se uma única configuração apresentar absorção expressiva em pelo menos duas frequências modais de uma certa direção, ela pode preencher áreas comparativamente maiores das superfícies ortogonais e, conseqüentemente, maior eficiência individual. Por outro lado, remetendo à investigação experimental, nota-se que apenas uma das configurações ensaiadas oferece tal característica perante a sala de referência: os coeficientes obtidos para amostra com cavidade de ar de 85 mm, taxa de abertura de 3.82% e com 50 mm de material resistivo posicionado junto à placa apresentaram magnitudes aproximadas de 0.9 em 172 Hz e 0.7 em 258 Hz. Visto que tal configuração é obtida com o simples reposicionamento da placa resistiva na 17ª configuração inicialmente empregada, ela pode ser incorporada à proposta sem prejudicar a praticidade proporcionada.

Julga-se que eventual otimização do absorvedor variável via aumento da faixa de atuação individual de cada configuração pode se basear em dois estudos: um que investigue detalhadamente as conseqüências do preenchimento total da respectiva cavidade

de ar por materiais resistivos — questão que surgiu com os resultados da Figura 6.14 e que contempla a possibilidade de se considerar materiais alternativos à lã de rocha; e outro que busque o balanço ideal entre largura de banda e magnitude de absorção. O primeiro pode ser conduzido em laboratório, através de medições experimentais utilizando o tubo de impedância. O segundo, por estar intrinsecamente ligado à complexidade dos campos modais presenciados em salas pequenas, deve ser conduzido por medições *in situ*.

### Dimensões ideais para cada módulo do absorvedor variável

A discussão acerca das bandas de atuação do absorvedor variável introduziu a questão da área de aplicação exigida para a solução, que é dependente das características da sala a ser tratada e define a quantidade de absorção implementada. A complexidade do comportamento modal provém das heterogeneidades espacial, espectral e também de intensidade: mesmo considerando apenas os três primeiros modos axiais formados em uma das direções da sala, pode-se observar diferenças entre as respectivas energias, e quanto maior a energia excedente, mais absorção é necessária para se buscar a equalização acústica. Por outro lado, julga-se existir um mínimo comum de absorção que contemple todas ou grande parte das situações — ou seja, é possível que a área atribuída para cada um dos módulos do absorvedor proposto não exerça influência apreciável, independentemente da aplicação. Essa hipótese só pode ser atestada via medições *in situ*, e caso se confirme, a particularidade da solução proposta pode ser otimizada ao se reconsiderar as dimensões atribuídas a cada módulo.

Aumentar as dimensões do absorvedor, por outro lado, pode influenciar negativamente na respectiva praticidade de manuseio (transporte e aplicação). Além disso, elementos comumente encontrados nas superfícies de aplicação (portas, janelas, móveis, entre outros) limitam as possibilidades de aplicação, fato potencializado se cada módulo da solução ocupar áreas comparativamente elevadas. O balanço ideal entre todos esses fatores, portanto, deve ser considerado no processo de otimização.

Caso seja constatado que a área mínima ocupada pelo absorvedor deva ser maior do que a atribuída ( $300 \times 300 \text{ mm}^2$ ), a otimização de cada módulo se resume ao aumento proporcional das partes que compõe a respectiva estrutura, mantendo-se constantes a profundidade e as posições permitidas para a placa perfurada. A fim de se manter as

possibilidade de taxa de abertura, deve-se aumentar o número de perfurações da placa, e a escolha do padrão de distribuição deve levar em conta as discussões expostas na seção 6.4.

### **Materiais**

A princípio, julga-se que o MDF seja o material mais adequado para compor a estrutura do absorvedor variável. Além de ser comercializado nas dimensões desejadas e apresentar custo comparativamente baixo, o material é de fácil manipulação, fatores que determinantes na praticidade de produção. Eventuais otimizações poderiam se basear na busca por alternativas mais leves que forneçam a rigidez necessária, complementando assim a discussão acerca da espessura mínima possível para as partes estruturais. A escolha da espessura da placa e do raio das perfurações nela contidas também atendem à demanda de praticidade: além de não serem necessárias variações em tais dimensões, a placa e a broca utilizada para confeccionar as perfurações são facilmente encontradas no mercado.

Especificamente, testes poderiam ser conduzidos para placas perfuradas revestidas com tecido – a influência de tal aplicação pode complementar a descrição experimental do absorvedor de Helmholtz, e alternativas de acabamento para a solução são de interesse de arquitetos e de possíveis usuários. A prioridade de otimização no quesito materiais, porém, se refere à placa resistiva. Como já discutido, a lã de rocha é pouco rígida, sendo necessárias adaptações para que o material seja configurado como uma placa. Como consequência, as respectivas homogeneidade e densidade podem ser afetadas, o que prejudica a predição dos efeitos de sua aplicação.

## **7.3 Comparativo entre propostas**

O absorvedor variável aqui proposto apresenta algumas características distintas da solução vislumbrada por Souza e Patraquim (2012), cujo trabalho motivou a presente pesquisa. Através de estudos computacionais, os autores analisaram a viabilidade de um absorvedor cuja sintonia é obtida por um sistema de variação do raio das perfurações. Segundo os próprios autores (p.10):

“ Este sistema pode ser constituído pela justaposição, em cada sector do painel perfurado, de um outro painel igualmente perfurado, o qual poderá estar, ou não, totalmente alinhado com o painel principal (nesta situação obtém-se a máxima área de abertura). Esta justaposição de painéis com furações parcialmente alinhadas conduz a um aumento da espessura média da abertura, o que obrigará a aumentar ligeiramente os raios de abertura de modo a manter as frequências naturais do sistema. A presença de furações desalinhadas cria também um aumento de rugosidade com efeitos do desempenho acústico nas altas frequências, o que poderá também ser estudado. ”

Para atender às demandas de salas pequenas, os autores concluíram que seriam necessários quatro módulos-base munidos do sistema de variação supracitado, e distintos pela distância entre perfurações e pelas espessuras da cavidade de ar e da placa resistiva (Tabela 3.1). Nesse sentido, julga-se que o emprego da placa única configure um sistema mais prático, pois além de não demandar variações de espessura e raios de perfuração, a eficácia desejada é atingida por um único módulo-base que permite a variação da cavidade de ar e da taxa de abertura.

Souza e Patraquim (2012) obtiveram ainda duas conclusões que podem complementar as discussões acerca da otimização do absorvedor variável aqui proposto (p.10):

“ 3. A caixa de ar deverá estar parcialmente preenchida por uma camada de lã mineral com espessura disponível comercialmente, sendo preferível a sua colagem directamente ao painel perfurado;

4. A melhoria conseguida na frequência correspondente ao modo acústico normal na direcção mais longa da sala é, em geral, pequena; ”

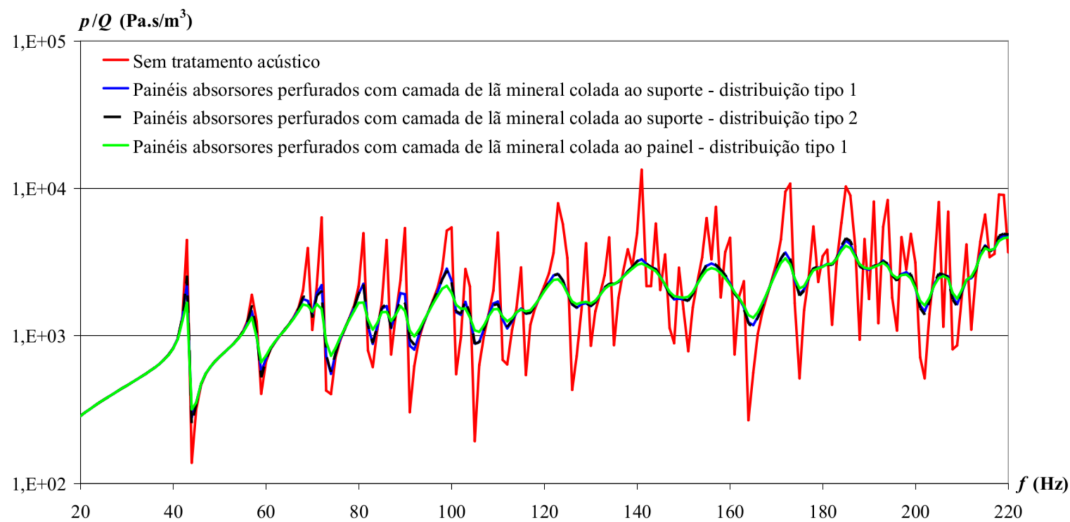
Os autores analisaram o desempenho acústico do absorvedor de Helmholtz através do modelo proposto por Cox e D'Antonio (2006), que é em suma o mesmo do exposto no capítulo 3, e observaram os mesmos comportamentos dos obtidos com a variação do posicionamento do material resistivo na investigação experimental: quando junto ao anteparo, ganha-se em magnitude de absorção; quando junto à placa, ganha-se em banda de atuação. Por outro lado, Souza e Patraquim (2012) constataram que em termos de aplicação, o posicionamento do material junto à placa retorna melhores resultados, tal qual mostrado no gráfico da Figura 7.10 (ou anteriormente no gráfico da Figura 3.16,



obtido para outro volume de sala). Nota-se que as curvas diferem também pelo tipo de distribuição de aplicação, definida pelos autores como (p.4):

“ Na distribuição tipo 1, foram colocados, em cada direcção, painéis com distribuição homogénea e equitativa da absorção nas três primeiras frequências naturais correspondentes a modos acústicos normais na direcção considerada, i.e., para cada área de furação do painel foi considerado, no total, um terço da área total da superfície envolvente com normal nessa direcção. Na distribuição tipo 2, optou-se por testar a colocação, em cada direcção, de painéis com distribuição homogénea e equitativa da absorção nas nove frequências naturais correspondentes aos três primeiros modos acústicos normais nas três direcções x, y e z. Neste caso, para cada área de furação do painel, foi considerado, no total, um nono da área total da superfície envolvente com normal em cada direcção. ”

**Figura 7.10:** Espectro da função de transferência obtido no canto de uma sala com dimensões  $2.5 \times 4.01 \times 2.99$  m (volume de  $60 \text{ m}^3$ ), para quatro situações distintas pelo tipo de tratamento acústico: sem tratamento; com material resistivo posicionado junto ao anteparo (suporte) nas distribuições tipo 1 e 2; e com material resistivo posicionado junto à placa (painel) na distribuição tipo 1.



Fonte: Souza e Patraquim (2012)

Os resultados mostrados no gráfico da Figura 7.10 auxiliam na definição do já discutido balanço ideal entre magnitude de absorção e banda de atuação. Nota-se que o melhor desempenho foi obtido para a configuração cujo material resistivo é posicionado junto à placa perfurada. A questão do posicionamento ideal, porém, se mantém quando considera-se baixas taxas de abertura: foi constatado na investigação experimental que ao

se posicionar o material junto à placa, os coeficientes obtidos para amostras com poucas perfurações apresentaram desempenhos comparativa e consideravelmente menores (Figuras 6.10, 6.11, 6.14 e 6.18). Como para o caso foram observadas discrepâncias entre teoria e experimento, julga-se o posicionamento ideal só pode ser confirmado com medições *in situ*.

Tal análise pode se estender para a quarta conclusão de Souza e Patraquim (2012). Julga-se que o baixo desempenho obtido perante o primeiro modo da direção mais longa considerada provém tanto do posicionamento do material resistivo junto à placa, quanto da menor frequência de sintonia permitida pela solução. Tal qual mostra a Tabela 3.1, os quatro módulos-base propostos pelos autores se distinguem, entre outros parâmetros, pela espessura da cavidade de ar: 65, 75, 85 e 95 mm. As investigações experimentais, porém, mostraram que o emprego de cavidades mais espessas é fundamental para se obter coeficientes sintonizados na faixa entre 25 e 40 Hz. Isso fica evidente pelo desempenho do módulo proposto para atuar nas menores frequências (cavidade de ar de 95 mm, perfurações com raios variando entre 1 e 9.5 mm e distantes em 95 mm, e 80 mm de material resistivo aplicado junto à placa), que apresenta coeficiente teórico com magnitude em torno de 0.3 na frequência do modo em questão (aproximadamente 25 Hz).

Os resultados obtidos por Souza e Patraquim (2012) para diferentes distribuições de absorção (Figuras 3.16 e 7.10) contribuem para a discussão acerca da necessidade de se executar investigações *in situ*: nota-se que os efeitos da aplicação no campo modal são comparáveis para ambas distribuições, perante os quais julga-se limitado tirar conclusões sobre a quantidade necessária e posicionamento ideal da solução. Tais investigações poderiam se basear em um estudo computacional mais abrangente, envolvendo situações complementares às consideradas pelos autores.

## 7.4 Considerações gerais

A investigação experimental e as discussões desenvolvidas ao longo do presente capítulo indicam que a proposta de absorvedor de Helmholtz variável tem potencial para configurar uma solução prática, acessível e apta a ser empregada no controle do comportamento modal acústico de salas pequenas. Algumas constatações e possibilidades de otimização, no entanto, carecem de investigação. A seguir, tais lacunas são resumidamente listadas e

agrupadas de acordo com o procedimento experimental julgado adequado para o respectivo preenchimento: em laboratório (ensaios com tubo de impedância) ou em salas pequenas (medições *in situ*).

#### **Investigações em laboratório**

- Desempenho do absorvedor com placa resistiva composta de materiais alternativos ao empregado nas amostras (lã de rocha)
- Influência da homogeneidade e da densidade da placa resistiva, e consequência da aplicação em configurações com baixas taxas de abertura
- Busca por arranjos que excluam a necessidade de reposicionamento da placa resistiva
- Influência do preenchimento total da cavidade de ar com placas resistivas, e consequências da aplicação em configurações com taxas de abertura maiores que o máximo considerado para as amostras
- Desempenho do absorvedor com espessura de placa perfurada e raio de perfuração alternativos aos empregados na placa única
- Desempenho do absorvedor com anteparos rígidos de espessuras menores que a empregada nas amostras
- Influência da aplicação de tecido nas face da placa perfurada
- Influência da atribuição da função de anteparo rígido à superfície (testes com anteparos que simulam superfícies encontradas na prática)

#### **Investigações em salas pequenas**

- Influência da atribuição da função de anteparo rígido à superfície de aplicação
- Desempenho do absorvedor composto de materiais alternativos ao considerado para a proposta (MDF)
- Desempenho do absorvedor estruturado com partes de espessuras menores do que a considerada para a proposta
- Influência da extensão da estrutura (caixa) de cada módulo do absorvedor para além da placa perfurada
- Influência de distribuições de perfuração inhomogêneas em absorvedores com áreas maiores que a das amostras
- Busca por balanço ideal entre magnitude de absorção e banda de atuação (ou posicionamento ideal do material resistivo)
- Busca por balanço ideal entre eficiência e praticidade consequentes do emprego de cavidades de ar com espessuras adicionais às permitidas pela solução proposta

- Influência da correção dos resultados para incidências aleatórias (campo difuso) no tratamento modal do ambiente
- Quantidade de absorção necessária para o tratamento modal do ambiente (ou número de módulos necessários para o tratamento)
- Busca por dimensões ideais (ou área frontal) de cada módulo da solução
- Influência da distribuição de aplicação do absorvedor no tratamento modal do ambiente

### Manual de manipulação da solução

Com a análise *in situ* do desempenho da proposta e após eventuais otimizações, pode-se desenvolver um tipo de manual para auxiliar a manipulação do absorvedor perante as características do ambiente a ser tratado. Com tal documento, possíveis usuários não dependeriam exclusivamente do intermédio de profissionais para configuração e instalação dos módulos, fato que potencializaria a praticidade e acessibilidade da solução. Julga-se, por outro lado, que existam casos complexos o suficiente para inviabilizar tal independência, sendo que o manual configuraria apenas um adicional comercial do absorvedor.

No caso, o manual deve contemplar um primeiro guia para se identificar, a partir das dimensões da sala, quais são as frequências dos três primeiros modos axiais de cada direção (aplicação da equação 2.3)<sup>2</sup>. Com base em tal informação, um segundo guia deve fornecer as manipulações necessárias para configurar o absorvedor perante a demanda — ou seja, para cada frequência ou faixa de frequência modal, o segundo guia deve informar o número de perfurações que devem ser preenchidas, a posição na qual a placa perfurada deve ser inserida, e se há ou não necessidade de inserção do material resistivo (isso caso as eventuais otimizações não impliquem em variações adicionais para a proposta). Por fim, o manual deve permitir prever quantos módulos de cada configuração devem ser empregados no tratamento, e onde esses devem ser instalados (qual superfície e em que região da mesma).

Nota-se que mesmo o esboço de um possível manual evidencia a demanda por investigações complementares, principalmente no que se refere às condições de aplicação da solução e o desempenho consequente. Essas investigações estão sendo propostas pelo autor em um projeto para continuidade do trabalho.

---

<sup>2</sup>Considera-se aqui apenas salas retangulares. No caso de geometrias alternativas, a predição das frequências modais demanda o auxílio de ferramentas computacionais, cuja complexidade extrapola a simples aplicação da equação 2.3.

## Capítulo 8

### Conclusões e trabalhos futuros

Para atender ao objetivo geral da pesquisa — desenvolvimento de uma proposta de absorvedor de Helmholtz variável apto a atuar como solução dos problemas modais presenciados em salas pequenas — julgou-se necessário cumprir as etapas que configuraram os objetivos específicos. No presente capítulo, as constatações obtidas em cada etapa são brevemente retomadas, tal qual são expostas as conclusões gerais e a sugestão para continuidade do trabalho.

As investigações teóricas conduzidas sobre o fenômeno dos modos acústicos e sobre o comportamento do absorvedor de Helmholtz permitiram constatar a viabilidade de se desenvolver uma solução variável para ser aplicada no controle modal de salas pequenas. A análise dos resultados indicou a possibilidade de se limitar a abrangência do problema e, conseqüentemente, do objeto de estudo: foram considerados como alvo de controle os três primeiros modos axiais formados em cada direção de salas com volumes entre 20 e 60 m<sup>3</sup>, o que implica em frequências modais dentro da faixa entre 25 e 280 Hz, aproximadamente. Assim, o desenvolvimento da solução variável baseou-se na investigação experimental de amostras do absorvedor de Helmholtz sintonizadas ao longo da faixa de frequências supracitada.

Para proceder com a investigação experimental, foi necessário conduzir um estudo sobre os métodos de caracterização de soluções acústicas propostos na literatura. Tal estudo indicou que o método da função de transferência seria o mais apropriado para a pesquisa, o qual demanda a aplicação de um tubo de impedância como aparato experimental. Como as exigências experimentais não seriam atendidas por soluções comerciais,

fez-se necessária a construção de um tubo de impedância com características particulares, que podem ser resumidas pelo dimensionamento estrutural do aparato e pela eficácia do respectivo sistema eletroacústico na faixa de frequência de interesse. Resultados obtidos com ensaios preliminares indicaram a aptidão do aparato para atender ao objetivo da pesquisa. Adicionalmente, constatou-se que com relativo pouco investimento e com materiais e componentes comumente encontrados no mercado, é possível desenvolver um sistema eficaz na caracterização experimental de materiais acústicos em faixas de frequência não contempladas pelas soluções comerciais. Uma eventual otimização do aparato pode contar com melhorias no desempenho para frequências abaixo de 30 Hz e a caracterização das incertezas expandidas.

As investigações experimentais forneceram certa pluralidade de constatações, mesmo com as restrições impostas para a abrangência das amostras. Tais constatações podem ser divididas em dois grupos: um que se refere ao comportamento do absorvedor de Helmholtz em geral, e que, portanto, contempla a identificação de possíveis lacunas na respectiva descrição teórica; e outro que se refere ao potencial de otimização do absorvedor para o tratamento modal de salas pequenas, cujos elementos formaram a base do desenvolvimento da proposta de solução variável.

Do primeiro grupo destacam-se dois fenômenos observados e que destoam em termos de expressividade da predição do modelo: a queda de desempenho do absorvedor quando a placa resistiva é posicionada junto à placa perfurada para arranjos com baixa taxa de abertura; e a sensibilidade de tal comportamento à densidade e homogeneidade do material resistivo que compõe a placa resistiva. Essas e as demais constatações referentes ao absorvedor de Helmholtz em geral carecem de investigações adicionais, sendo grande parte passível de ser conduzida em laboratório (tubo de impedância).

As constatações do segundo grupo podem ser resumidas pelas características (configuração e desempenho) das amostras selecionadas para compor a proposta de absorvedor de Helmholtz variável. Foi mostrado que é possível obter coeficientes de absorção sonora sintonizados ao longo da faixa de frequências de interesse (de 25 a 280 Hz) e com magnitude elevada (em torno de 0.7) a partir de um conjunto de absorvedores distintos apenas pela espessura da cavidade de ar (entre 85 e 200 mm), taxa de abertura (entre 0.08 e 3.82%) e situação de aplicação do material resistivo (com ou sem a inserção de 50 mm do material junto à placa perfurada) — ou seja, obteve-se o desempenho conjunto buscado

mantendo a espessura da placa perfurada e o diâmetro das perfurações de cada amostra constantes (15 e 9.5 mm, respectivamente).

A fim de empregar as configurações selecionadas em uma solução única, o sistema de variação da taxa de abertura (sistema de cavilhas) desenvolvido e testado para otimizar a investigação experimental foi considerado para compor a proposta de absorvedor de Helmholtz variável. Em conjunto com os materiais indicados para a estrutura de cada módulo da solução e as características vislumbradas para a respectiva montagem, tal escolha resultou em um projeto que apresenta a acessibilidade, a praticidade e a aplicabilidade almejadas.

A presente pesquisa permitiu concluir que há espaço para a otimização do absorvedor de Helmholtz sem que haja a necessidade de se adicionar complexidade ao sistema, que desponta pela simplicidade. Cada módulo do absorvedor proposto no capítulo 7 pode, isoladamente, ser configurado para apresentar coeficientes de absorção sonora próximos da unidade na faixa entre 25 e 280 Hz, que é a faixa de frequência modal problemática em salas pequenas. Dessa forma, a limitação da especificidade de produção da solução pode ser contornada ao se considerar arranjos de configurações de um único produto, o absorvedor de Helmholtz variável.

### **Sugestão para continuidade do trabalho**

A eficácia de aplicação da solução proposta no controle modal de salas pequenas foi preliminarmente analisada em termos teóricos, etapa na qual surgiram questões cujas respostas demandam investigações *in situ*, dentro das quais destacam-se: o balanço ideal entre magnitude de absorção e banda de atuação oferecidas pela solução; a quantidade de absorção necessária para o tratamento modal do ambiente (ou número de módulos da solução necessários para o tratamento); e a influência da distribuição de aplicação da solução no tratamento modal do ambiente. O preenchimento dessas e das demais lacunas identificadas no desenvolvimento da proposta de absorvedor de Helmholtz variável configura a sugestão para continuidade do trabalho.

## Referências Bibliográficas

- ALSTER, M. Improved calculation of resonant frequencies of helmholtz resonators. *Journal of Sound and Vibration*, v. 24, n. 1, p. 63–85, 1972.
- BODEN, H.; ABOM, M. Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 79, n. 2, p. 541–549, 1986.
- BOLT, R. H. Note on normal frequency statistics for rectangular rooms. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 18, n. 1, p. 130–133, 1946.
- BOLT, R. H. On the design of perforated facings for acoustic materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 19, n. 5, p. 917–921, 1947.
- BONELLO, O. J. A new criterion for the distribution of normal room modes. *Journal of the Audio Engineering Society*, v. 29, n. 9, p. 597–606, 1981.
- CHEN, W. et al. Design of multi-layered porous fibrous metals for optimal sound absorption in the low frequency range. *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, v. 6, n. 1, p. 42–48, 2016.
- COX, T. J.; D'ANTONIO, P. *Acoustic absorbers and diffusers*. USA: Spon Press, Inc., 2006.
- ECONOMOU, P.; ECONOMOU, C. Reverberation time (rt) calculation based on room modal decay and using wave based geometrical acoustics (wbga) and modal parameter estimation. *Proceedings of Euronoise Conference*, p. 2099 – 2106, 2018.
- EVEREST, F. A.; POHLMANN, K. C. *Master handbook of acoustics*. USA: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2009.
- FAZENDA, B. et al. Subjective preference of modal control methods in listening rooms. *Journal of the Audio Engineering Society*, v. 60, n. 5, p. 338–349, 2012.
- FROMMHOLD, W.; FUCHS, H. V.; SHENG, S. Acoustic performance of membrane absorbers. *Journal of Sound and Vibration*, v. 170, n. 5, p. 621–636, 1994.
- GILFORD, C. L. S. The acoustic design of talks studios and listening rooms. *British Broadcasting Corporation Report*, 1958.
- HABERMAN, M. R.; NORRIS, A. N. Acoustic metamaterials. *Acoustics Today*, v. 12, n. 3, p. 31–39, 2016.
- HELMHOLTZ, H. L. F. *On the sensations of tone as a physiological basis for the theory of music*. London: Longmans, Green and Co., 1895. Traduzido por Alexander J. Ellis.



- INGARD, U. Perforated facing and sound absorption. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 26, n. 2, p. 151–154, 1954.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION. *ISO 10534 Acoustics - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 2: Transfer-function method*. Genebra, Suíça, 2001.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION. *ISO 354 Acoustics - Measurement of sound absorption in a reverberation room*. Genebra, Suíça, 2003.
- JIMÉNEZ, N. et al. Ultra-thin metamaterial for perfect and quasi-omnidirectional sound absorption. *Applied Physics Letters*, v. 109, 2016.
- KONISHI, S. et al. Tunable acoustic absorber using a micro acoustic hole array. *Electronics and Communications in Japan*, v. 83, n. 1, p. 95–100, 2000.
- KRÜGER, J.; QUICKERT, M. Determination of acoustic absorber parameters in impedance tubes. *Applied Acoustics*, v. 50, n. 1, p. 79–89, 1997.
- KUTTRUFF, H. *Room Acoustics*. Oxon, UK: Spon Press, 2009.
- LI, D.; CHANG, D.; LIU, B. Enhancing the low frequency sound absorption of a perforated panel by parallel-arranged extended tubes. *Applied Acoustics*, v. 102, p. 126–132, 2016.
- LI, Y.; ASSOUAR, B. M. Acoustic metasurface-based perfect absorber with deep subwavelength thickness. *Applied Physics Letters*, v. 108, n. 6, p. 063502–1–063502–4, 2016.
- MA, G.; SHENG, P. Acoustic metamaterials: From local resonances to broad horizons. *Science Advances*, v. 2, n. 2, p. 1–16, 2016.
- MAA, D.-Y. Potential of microperforated panel absorber. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 104, n. 5, p. 2861–2866, 1998.
- MANNIS, J. A.; MATTOS, T. Análise modal e representação musical aplicadas ao design de estúdios de produção fonográfica. *Anais do 14 congresso de engenharia de áudio da AES Brasil*, Sociedade de Engenharia de Áudio, p. 102–113, 2016.
- MORSE, P. M.; BOLT, R. H.; BROWN, R. L. Acoustic impedance and sound absorption. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 12, n. 2, p. 217–227, 1940.
- OLDFIELD, R.; BECHWATI, F. Accurate low frequency impedance tube measurements. *Proceedings of the Institute of Acoustics*, v. 30, n. 4, 2008.
- OLSON, H. F.; MAY, E. G. Electronic sound absorber. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 25, n. 6, p. 1130–1136, 1953.
- OSMAN, R. Designing small music practice rooms for sound quality. *Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, ICA 2010*, 2010.
- PARREIRA, R. J. P. G. *Painéis acústicos perfurados em madeira: estudo e avaliação experimental de soluções*. Dissertação (Mestrado) — Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, 6 2008.

- PATRAQUIM, R. et al. Desempenho acústico de painéis microperfurados em mdf - um estudo experimental. *Anais do 45 Congresso Español de Acústica*, 2014.
- RIVET, E. et al. Study on room modal equalization at low frequencies with electroacoustic absorbers. *Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference*, 2012.
- ROSSING, T. D. *Springer handbook of acoustics*. USA: Springer, 2007.
- SCHROEDER, M. R.; KUTTRUFF, K. H. On frequency response curves in rooms. comparison of experimental, theoretical, and monte carlo results for the average frequency spacing between maxima. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 34, n. 1, p. 76–80, 1962.
- SKÅLEVIK, M. Schroeder frequency revisited. *Forum Acusticum*, 2011.
- SKÅLEVIK, M. Small room acoustics – the hard case. *Forum Acusticum*, 2011.
- SOUZA, A. N. e; PATRAQUIM, R. Análise preliminar da viabilidade de ressoadores de helmholtz adaptáveis para otimização da resposta acústica de salas pequenas. *Anais do VIII Congresso Ibero-americano de Acústica*, 2012.
- SUMBATYAN, M. A.; LANNIE, M. Y.; ZAMPOLI, V. A fast galerkin-based method for eigenfrequencies in acoustics of small rooms with slanted boundary planes. *Journal of Sound and Vibration*, v. 367, p. 101–113, 2016.
- TAKAHASHI, Y.; OTSURU, T.; TOMIKU, R. In situ measurements of absorption characteristics using two microphones and environmental “anonymous” noise. *Acoustical Science and Technology*, v. 24, n. 6, p. 382–385, 2003.
- TAO, J.; JING, R.; QIU, X. Sound absorption of a finite micro-perforated panel backed by a shunted loudspeaker. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 135, p. 231–238, 2014.
- WANKLING, M.; FAZENDA, B. The optimization of modal spacing within small rooms. *School of Computing and Engineering Researchers’ Conference*, 2008.
- WU, X. et al. Low-frequency tunable acoustic absorber based on split tube resonators. *Applied Physics Letters*, v. 109, 2016.

# Apêndice A

## Frequências dos modos acústicos

As Tabelas de A.1 a A.6 mostram as frequências teóricas dos três primeiros modos acústicos axiais formados em salas com volumes entre 20 e 60 m<sup>3</sup>, com dimensões  $L_x$ ,  $L_y$  (planta-baixa) e  $L_z$  (pé-direito), para  $L_z$  variando entre 2.4 e 2.8 m em passos de 0.1 m. Cada tabela corresponde a uma razão entre  $L_x$  e  $L_y$ , que varia entre 1.0 e 2.0 m em passos de 0.2 m. As frequências foram calculadas utilizando a Equação 2.3.

**Tabela A.1:** Frequência dos três primeiros modos acústicos axiais para salas com dimensões  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$ , com volumes  $V$  variando entre 20 e 60 m<sup>3</sup>, e para a razão  $L_x / L_y = 1.0$ .

dimensões				frequências (Hz)								
V (m <sup>3</sup> )	$L_z$	$L_y$	$L_x$	(1,0,0)	(0,1,0)	(0,0,1)	(2,0,0)	(0,2,0)	(0,0,2)	(3,0,0)	(0,3,0)	(0,0,3)
20	2.4	2.9	2.9	60	60	72	119	119	143	179	179	215
20	2.5	2.8	2.8	61	61	69	122	122	138	182	182	206
20	2.6	2.8	2.8	62	62	66	124	124	132	186	186	198
20	2.7	2.7	2.7	63	63	64	126	126	127	190	190	191
20	2.8	2.7	2.7	64	64	61	129	129	123	193	193	184
30	2.4	3.5	3.5	49	49	72	97	97	143	146	146	215
30	2.5	3.5	3.5	50	50	69	99	99	138	149	149	206
30	2.6	3.4	3.4	51	51	66	101	101	132	152	152	198
30	2.7	3.3	3.3	52	52	64	103	103	127	155	155	191
30	2.8	3.3	3.3	53	53	61	105	105	123	158	158	184
40	2.4	4.1	4.1	42	42	72	84	84	143	126	126	215
40	2.5	4.0	4.0	43	43	69	86	86	138	129	129	206
40	2.6	3.9	3.9	44	44	66	88	88	132	132	132	198
40	2.7	3.8	3.8	45	45	64	89	89	127	134	134	191
40	2.8	3.8	3.8	46	46	61	91	91	123	137	137	184
50	2.4	4.6	4.6	38	38	72	75	75	143	113	113	215
50	2.5	4.5	4.5	38	38	69	77	77	138	115	115	206
50	2.6	4.4	4.4	39	39	66	78	78	132	118	118	198
50	2.7	4.3	4.3	40	40	64	80	80	127	120	120	191
50	2.8	4.2	4.2	41	41	61	81	81	123	122	122	184
60	2.4	5.0	5.0	34	34	72	69	69	143	103	103	215
60	2.5	4.9	4.9	35	35	69	70	70	138	105	105	206
60	2.6	4.8	4.8	36	36	66	72	72	132	107	107	198
60	2.7	4.7	4.7	36	36	64	73	73	127	109	109	191
60	2.8	4.6	4.6	37	37	61	74	74	123	111	111	184

**Tabela A.2:** Frequência dos três primeiros modos acústicos axiais para salas com dimensões  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$ , com volumes  $V$  variando entre 20 e 60  $m^3$ , e para a razão  $L_x / L_y = 1.2$ .

dimensões				frequências (Hz)								
V (m <sup>3</sup> )	L <sub>z</sub>	L <sub>y</sub>	L <sub>x</sub>	(1,0,0)	(0,1,0)	(0,0,1)	(2,0,0)	(0,2,0)	(0,0,2)	(3,0,0)	(0,3,0)	(0,0,3)
20	2.4	2.6	3.2	54	65	72	109	131	143	163	196	215
20	2.5	2.6	3.1	56	67	69	111	133	138	167	200	206
20	2.6	2.5	3.0	57	68	66	113	136	132	170	204	198
20	2.7	2.5	3.0	58	69	64	115	138	127	173	208	191
20	2.8	2.4	2.9	59	70	61	117	141	123	176	211	184
30	2.4	3.2	3.9	44	53	72	89	107	143	133	160	215
30	2.5	3.2	3.8	45	54	69	91	109	138	136	163	206
30	2.6	3.1	3.7	46	55	66	92	111	132	139	166	198
30	2.7	3.0	3.7	47	57	64	94	113	127	141	170	191
30	2.8	3.0	3.6	48	58	61	96	115	123	144	173	184
40	2.4	3.7	4.5	38	46	72	77	92	143	115	138	215
40	2.5	3.7	4.4	39	47	69	79	94	138	118	141	206
40	2.6	3.6	4.3	40	48	66	80	96	132	120	144	198
40	2.7	3.5	4.2	41	49	64	82	98	127	122	147	191
40	2.8	3.5	4.1	42	50	61	83	100	123	125	150	184
50	2.4	4.2	5.0	34	41	72	69	83	143	103	124	215
50	2.5	4.1	4.9	35	42	69	70	84	138	105	126	206
50	2.6	4.0	4.8	36	43	66	72	86	132	107	129	198
50	2.7	3.9	4.7	36	44	64	73	88	127	109	131	191
50	2.8	3.9	4.6	37	45	61	74	89	123	111	134	184
60	2.4	4.6	5.5	31	38	72	63	75	143	94	113	215
60	2.5	4.5	5.4	32	38	69	64	77	138	96	115	206
60	2.6	4.4	5.3	33	39	66	65	78	132	98	118	198
60	2.7	4.3	5.2	33	40	64	67	80	127	100	120	191
60	2.8	4.2	5.1	34	41	61	68	81	123	102	122	184

**Tabela A.3:** Frequência dos três primeiros modos acústicos axiais para salas com dimensões  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$ , com volumes  $V$  variando entre 20 e 60  $m^3$ , e para a razão  $L_x / L_y = 1.4$ .

dimensões				frequências (Hz)								
V (m <sup>3</sup> )	L <sub>z</sub>	L <sub>y</sub>	L <sub>x</sub>	(1,0,0)	(0,1,0)	(0,0,1)	(2,0,0)	(0,2,0)	(0,0,2)	(3,0,0)	(0,3,0)	(0,0,3)
20	2.4	2.4	3.4	50	70	72	101	141	143	151	211	215
20	2.5	2.4	3.3	51	72	69	103	144	138	154	216	206
20	2.6	2.3	3.3	52	73	66	105	147	132	157	220	198
20	2.7	2.3	3.2	53	75	64	107	150	127	160	224	191
20	2.8	2.3	3.2	54	76	61	109	152	123	163	228	184
30	2.4	3.0	4.2	41	58	72	82	115	143	123	173	215
30	2.5	2.9	4.1	42	59	69	84	117	138	126	176	206
30	2.6	2.9	4.0	43	60	66	86	120	132	128	180	198
30	2.7	2.8	3.9	44	61	64	87	122	127	131	183	191
30	2.8	2.8	3.9	44	62	61	89	124	123	133	187	184
40	2.4	3.5	4.8	36	50	72	71	100	143	107	150	215
40	2.5	3.4	4.7	36	51	69	73	102	138	109	153	206
40	2.6	3.3	4.6	37	52	66	74	104	132	111	156	198
40	2.7	3.3	4.6	38	53	64	76	106	127	113	159	191
40	2.8	3.2	4.5	38	54	61	77	108	123	115	162	184
50	2.4	3.9	5.4	32	45	72	64	89	143	96	134	215
50	2.5	3.8	5.3	33	46	69	65	91	138	98	137	206
50	2.6	3.7	5.2	33	46	66	66	93	132	99	139	198
50	2.7	3.6	5.1	34	47	64	68	95	127	101	142	191
50	2.8	3.6	5.0	34	48	61	69	96	123	103	144	184
60	2.4	4.2	5.9	29	41	72	58	81	143	87	122	215
60	2.5	4.1	5.8	30	42	69	59	83	138	89	125	206
60	2.6	4.1	5.7	30	42	66	61	85	132	91	127	198
60	2.7	4.0	5.6	31	43	64	62	86	127	93	130	191
60	2.8	3.9	5.5	31	44	61	63	88	123	94	132	184

**Tabela A.4:** Frequência dos três primeiros modos acústicos axiais para salas com dimensões  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$ , com volumes  $V$  variando entre 20 e 60  $m^3$ , e para a razão  $L_x / L_y = 1.6$ .

dimensões				frequências (Hz)								
V (m <sup>3</sup> )	L <sub>z</sub>	L <sub>y</sub>	L <sub>x</sub>	(1,0,0)	(0,1,0)	(0,0,1)	(2,0,0)	(0,2,0)	(0,0,2)	(3,0,0)	(0,3,0)	(0,0,3)
20	2.4	2.3	3.7	47	75	72	94	151	143	141	226	215
20	2.5	2.2	3.6	48	77	69	96	154	138	144	231	206
20	2.6	2.2	3.5	49	78	66	98	157	132	147	235	198
20	2.7	2.2	3.4	50	80	64	100	160	127	150	240	191
20	2.8	2.1	3.4	51	81	61	102	163	123	153	244	184
30	2.4	2.8	4.5	38	62	72	77	123	143	115	185	215
30	2.5	2.7	4.4	39	63	69	79	126	138	118	188	206
30	2.6	2.7	4.3	40	64	66	80	128	132	120	192	198
30	2.7	2.6	4.2	41	65	64	82	131	127	122	196	191
30	2.8	2.6	4.1	42	66	61	83	133	123	125	199	184
40	2.4	3.2	5.2	33	53	72	67	107	143	100	160	215
40	2.5	3.2	5.1	34	54	69	68	109	138	102	163	206
40	2.6	3.1	5.0	35	55	66	69	111	132	104	166	198
40	2.7	3.0	4.9	35	57	64	71	113	127	106	170	191
40	2.8	3.0	4.8	36	58	61	72	115	123	108	173	184
50	2.4	3.6	5.8	30	48	72	60	95	143	89	143	215
50	2.5	3.5	5.7	30	49	69	61	97	138	91	146	206
50	2.6	3.5	5.5	31	50	66	62	99	132	93	149	198
50	2.7	3.4	5.4	32	51	64	63	101	127	95	152	191
50	2.8	3.3	5.3	32	51	61	64	103	123	97	154	184
60	2.4	4.0	6.3	27	44	72	54	87	143	82	131	215
60	2.5	3.9	6.2	28	44	69	56	89	138	83	133	206
60	2.6	3.8	6.1	28	45	66	57	91	132	85	136	198
60	2.7	3.7	6.0	29	46	64	58	92	127	87	138	191
60	2.8	3.7	5.9	29	47	61	59	94	123	88	141	184

**Tabela A.5:** Frequência dos três primeiros modos acústicos axiais para salas com dimensões  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$ , com volumes  $V$  variando entre 20 e 60  $m^3$ , e para a razão  $L_x / L_y = 1.8$ .

dimensões				frequências (Hz)								
V (m <sup>3</sup> )	L <sub>z</sub>	L <sub>y</sub>	L <sub>x</sub>	(1,0,0)	(0,1,0)	(0,0,1)	(2,0,0)	(0,2,0)	(0,0,2)	(3,0,0)	(0,3,0)	(0,0,3)
20	2.4	2.2	3.9	44	80	72	89	160	143	133	240	215
20	2.5	2.1	3.8	45	82	69	91	163	138	136	245	206
20	2.6	2.1	3.7	46	83	66	92	166	132	139	250	198
20	2.7	2.0	3.7	47	85	64	94	170	127	141	254	191
20	2.8	2.0	3.6	48	86	61	96	173	123	144	259	184
30	2.4	2.6	4.7	36	65	72	73	131	143	109	196	215
30	2.5	2.6	4.6	37	67	69	74	133	138	111	200	206
30	2.6	2.5	4.6	38	68	66	75	136	132	113	204	198
30	2.7	2.5	4.5	38	69	64	77	138	127	115	208	191
30	2.8	2.4	4.4	39	70	61	78	141	123	117	211	184
40	2.4	3.0	5.5	31	57	72	63	113	143	94	170	215
40	2.5	3.0	5.4	32	58	69	64	115	138	96	173	206
40	2.6	2.9	5.3	33	59	66	65	118	132	98	176	198
40	2.7	2.9	5.2	33	60	64	67	120	127	100	180	191
40	2.8	2.8	5.1	34	61	61	68	122	123	102	183	184
50	2.4	3.4	6.1	28	51	72	56	101	143	84	152	215
50	2.5	3.3	6.0	29	52	69	57	103	138	86	155	206
50	2.6	3.3	5.9	29	53	66	58	105	132	88	158	198
50	2.7	3.2	5.8	30	54	64	60	107	127	89	161	191
50	2.8	3.1	5.7	30	55	61	61	109	123	91	164	184
60	2.4	3.7	6.7	26	46	72	51	92	143	77	138	215
60	2.5	3.7	6.6	26	47	69	52	94	138	79	141	206
60	2.6	3.6	6.4	27	48	66	53	96	132	80	144	198
60	2.7	3.5	6.3	27	49	64	54	98	127	82	147	191
60	2.8	3.5	6.2	28	50	61	55	100	123	83	150	184

**Tabela A.6:** Frequência dos três primeiros modos acústicos axiais para salas com dimensões  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$ , com volumes  $V$  variando entre 20 e 60  $m^3$ , e para a razão  $L_x / L_y = 2.0$ . Os valores máximo e mínimo estão destacados em negrito.

dimensões				frequências (Hz)								
$V (m^3)$	$L_z$	$L_y$	$L_x$	(1,0,0)	(0,1,0)	(0,0,1)	(2,0,0)	(0,2,0)	(0,0,2)	(3,0,0)	(0,3,0)	(0,0,3)
20	2.4	2.0	4.1	42	84	72	84	169	143	126	253	215
20	2.5	2.0	4.0	43	86	69	86	172	138	129	258	206
20	2.6	2.0	3.9	44	88	66	88	175	132	132	263	198
20	2.7	1.9	3.8	45	89	64	89	179	127	134	268	191
20	2.8	1.9	3.8	46	91	61	91	182	123	137	<b>273</b>	184
30	2.4	2.5	5.0	34	69	72	69	138	143	103	206	215
30	2.5	2.4	4.9	35	70	69	70	140	138	105	211	206
30	2.6	2.4	4.8	36	72	66	72	143	132	107	215	198
30	2.7	2.4	4.7	36	73	64	73	146	127	109	219	191
30	2.8	2.3	4.6	37	74	61	74	149	123	111	223	184
40	2.4	2.9	5.8	30	60	72	60	119	143	89	179	215
40	2.5	2.8	5.7	30	61	69	61	122	138	91	182	206
40	2.6	2.8	5.5	31	62	66	62	124	132	93	186	198
40	2.7	2.7	5.4	32	63	64	63	126	127	95	190	191
40	2.8	2.7	5.3	32	64	61	64	129	123	97	193	184
50	2.4	3.2	6.5	27	53	72	53	107	143	80	160	215
50	2.5	3.2	6.3	27	54	69	54	109	138	82	163	206
50	2.6	3.1	6.2	28	55	66	55	111	132	83	166	198
50	2.7	3.0	6.1	28	57	64	57	113	127	85	170	191
50	2.8	3.0	6.0	29	58	61	58	115	123	86	173	184
60	2.4	3.5	7.1	<b>24</b>	49	72	49	97	143	73	146	215
60	2.5	3.5	6.9	25	50	69	50	99	138	74	149	206
60	2.6	3.4	6.8	25	51	66	51	101	132	76	152	198
60	2.7	3.3	6.7	26	52	64	52	103	127	77	155	191
60	2.8	3.3	6.5	26	53	61	53	105	123	79	158	184

## Apêndice B

# Rotinas computacionais para análises teóricas

No presente apêndice são apresentadas as rotinas utilizadas nos cálculos dos coeficientes de absorção sonora do absorvedor de Helmholtz para as três configurações consideradas: sem aplicação de material resistivo, e com aplicação do material tanto no anteparo rígido quanto na placa perfurada. Os valores mostrados para os parâmetros do sistema referem-se a um arranjo específico, configurando apenas um exemplo da aplicação. As linhas que fornecem o cálculo da taxa de abertura referente às distribuições homogêneas, tal qual a descrição de cada passo da rotina, são inseridas como comentários (precedidas pelo símbolo %).

### **Coeficiente de absorção sonora do absorvedor de Helmholtz sem aplicação de material resistivo**

% parâmetros gerais

$c = 340$ ; % velocidade do som no ar (m/s)

$\rho_0 = 1.21$ ; % densidade do ar (kg/m<sup>3</sup>)

$\nu = 15e-6$ ; % viscosidade cinemática do ar (N\*s/m<sup>2</sup>)

$\sigma = 20000$ ; % resistividade de escoamento no material resistivo (N\*s/m<sup>4</sup>)

$f = [20 : 300]$ ; % vetor frequência (Hz)

$\omega = 2 * \pi * f$ ; % frequência angular

% parâmetros do sistema

$C = 0.085$ ; % espessura da cavidade de ar (m)

---

```

L = 0.3; % lado da placa perfurada (m)
l0 = 0.015; % espessura da placa perfurada (m)
r = 0.0047; % raio de cada perfuração (m)
s = pi * (r^2); % área de cada perfuração
% D = 0.01; % distância entre perfurações (distribuição homogênea) (m)
% eta = (pi * (r^2))/(D^2); % taxa de abertura (distribuição homogênea)
np = 49; % número de perfurações (distribuição inomogênea)
eta = np * s / (L^2); % taxa de abertura (distribuição inomogênea)

% constante de propagação da onda no ar
kar = 2 * pi * f / c;
% termo corretivo para interação entre perfurações
delta = (16 * r / (3 * pi)) * (1 - (1.47 * eta^0.5) + (0.47 * eta^3/2));
% impedância nas perfurações
ztubo = (((sqrt(8 * omega * rho0 * neta)) * (1 + (l0 / (2 * r)))) + (rho0 * ((2 * r * omega).^2) / (16 * c))) + j * (((sqrt(8 * omega * rho0 * neta)) * (1 + (l0 / (2 * r)))) + (omega * rho0 * (l0 + delta)));
% impedância na superfície da placa perfurada
zplaca = ztubo / eta;
% impedância na superfície da cavidade de ar
z1 = -j * rho0 * c * cot(omega * C / c0);
% impedância do absorvedor
zabs = zplaca + z1;
% impedância normalizada na superfície do absorvedor
xi = zabs / (rho0 * c0);
% coeficiente de absorção sonora
alpha = 1 - (abs((xi - 1) ./ (xi + 1))).^2;

```

### Coeficiente de absorção sonora do absorvedor de Helmholtz com aplicação de material resistivo

```

% parâmetros gerais
c = 340; % velocidade do som no ar (m/s)
rho0 = 1.21; % densidade do ar (kg/m^3)
neta = 15e - 6; % viscosidade cinemática do ar (N*s/m^2)

```



---

```

sigma = 20000; % resistividade de escoamento no material resistivo (N*s/m4)
f = [20 : 300]; % vetor frequência (Hz)
omega = 2 * pi * f; % frequência angular

% parâmetros do sistema
p = 0.05; % espessura do material resistivo (m)
X = rho0 * f/sigma; % fator adimensional do material resistivo
dpa = 0.085; % distância entre a placa perfurada e o anteparo (m)
C = dpa - p; % espessura da cavidade de ar
L = 0.3; % lado da placa perfurada (m)
l0 = 0.015; % espessura da placa perfurada (m)
r = 0.0047; % raio de cada perfuração (m)
s = pi * (r2); % área de cada perfuração
% D = 0.01; % distância entre perfurações (distribuição homogênea) (m)
% eta = (pi * (r2))/(D2); % taxa de abertura (distribuição homogênea)
np = 49; % número de perfurações (distribuição inhomogênea)
eta = np * s/(L2); % taxa de abertura (distribuição inhomogênea)

% constante de propagação da onda no ar
kar = 2 * pi * f/c;

% constante de propagação da onda no material resistivo
kpor = (omega/c) * (1 + 0.0978 * (X.^ - 0.700) - j * 0.189 * (X.^ - 0.595));

% impedância do material resistivo
zpor = rho0 * c * (1 + 0.0571 * (X.^ - 0.754) - j * 0.087 * (X.^ - 0.732));

% termo corretivo para interação entre perfurações
delta = (16 * r/(3 * pi)) * (1 - (1.47 * eta0.5) + (0.47 * eta3/2));

% impedância nas perfurações
ztubo = (((sqrt(8 * omega * rho0 * neta)) * (1 + (l0/(2 * r)))) + (rho0 * ((2 * r * omega).^2)/(16 * c))) + j * (((sqrt(8 * omega * rho0 * neta)) * (1 + (l0/(2 * r)))) + (omega * rho0 * (l0 + delta)));

% impedância na superfície da placa perfurada
zplaca = ztubo/eta;

% cálculo para material posicionado junto à placa
% impedância na superfície da cavidade de ar
z1 = -j * rho0 * c * cot(omega * C/c);

% impedância na superfície do material resistivo

```

---

```

z2 = ((-j * z1. * zpor. * cot(kpor * p)) + zpor.^2)./(z1 - j * zpor. * cot(kpor * p));
% impedância do absorvedor
zabs = zplaca. + z2;
% impedância normalizada na superfície do absorvedor
xi = zabs/(rho0 * c);
% coeficiente de absorção sonora
alphaplaca = 1 - (abs((xi - 1)./(xi + 1))).^2;

% cálculo para material posicionado junto ao anteparo
% impedância na superfície da cavidade de ar
z1 = -j * zpor. * cot(kpor * p);
% impedância na superfície do material resistivo
z2 = rho0*c*((-j*z1.*cot(omega*C/c))+(rho0*c))./((-j*rho0*c.*cot(omega*C/c))+z1));
% impedância do absorvedor
zabs = zplaca. + z2;
% impedância normalizada na superfície do absorvedor
xi = zabs/(rho0 * c);
% coeficiente de absorção sonora
alphaanteparo = 1 - (abs((xi - 1)./(xi + 1))).^2;

```

## Apêndice C

# Rotina computacional para o método experimental

Expõe-se a seguir a rotina computacional utilizada para o método experimental empregado na pesquisa. Os valores mostrados para os parâmetros do sinal e do filtro referem-se aos ensaios conduzidos para a primeira faixa de frequência considerada (microfones no par  $M_1$ - $M_3$ , e faixa entre 25 e 85 Hz). Os valores referentes à segunda faixa, tal qual a descrição de cada passo da rotina, são inseridos como comentários (precedidos pelo símbolo %).

```

T = (25.0 + 273); % temperatura no interior do tubo (K)
c0 = 343.2 * sqrt(T/293); % velocidade do som no tubo (m/s)
x1 = 1.5; % posição do mic1 (m)
x2 = 0.98; % posição do mic2 (m)
x3 = 0.6; % posição do mic3 (m)
deltax13 = abs(x1 - x3); % distância entre os mics 1 e 3 [19 a 172 Hz]
deltax23 = abs(x2 - x3); % distância entre os mics 2 e 3 [33 a 298 Hz]

% definição do sinal

sinal = 'sweep'; % tipo de sinal
fs = 44100; % taxa de amostragem
tempo = 10; % duração do sinal (s)
fl = 10; % limite inferior de frequência (Hz) (40 para par M2M3)
fu = 180; % limite superior de frequência (Hz) (350 para par M2M3)
ff = [fl fu]; % faixa de frequencia

```

---

```

latency = 0.6; % latência
verbose = 0; % feedback gráfico

% medições

[s, t] = mataa_signal_generator(sinal, fs, tempo, ff); % gerar sinal
[p, s, t] = mataa_measure_signal_response(s, fs, latency, verbose); % medir respostas 1
p11 = p(:, 1); % separar sinal do mic1
p31 = p(:, 3); % separar sinal do mic3
[s, t] = mataa_signal_generator(sinal, fs, tempo, ff); % gerar sinal
[p, s, t] = mataa_measure_signal_response(s, fs, latency, verbose); % medir respostas 2
p12 = p(:, 1); % separar sinal do mic1
p32 = p(:, 3); % separar sinal do mic3
[s, t] = mataa_signal_generator(sinal, fs, tempo, ff); % gerar sinal
[p, s, t] = mataa_measure_signal_response(s, fs, latency, verbose); % medir respostas 3
p13 = p(:, 1); % separar sinal do mic1
p33 = p(:, 3); % separar sinal do mic3
p1 = (p11 + p12 + p13) * (1/3); % calcular médias mic1
p3 = (p31 + p32 + p33) * (1/3); % calcular médias mic3

% filtro passa-baixa

f1 = 250; % frequência inicial (Hz) (500 para par M2M3)
f2 = 350; % frequência final (Hz) (600 para par M2M3)
delta_f = f2 - f1; % faixa de frequência
dB = 40; % atenuação (dB)
N = dB * fs / (22 * delta_f); % ordem
fx = [f1] / (fs/2); % frequência de corte
hc = fir1(round(N) - 1, fx, 'low'); % definir filtro
p1 = filter(hc, 1, p1); % filtrar p1
p3 = filter(hc, 1, p3); % filtrar p3

% resposta ao impulso

[s, f] = mataa_realFT0(s, t); % fourier no sinal
[p1, f] = mataa_realFT0(p1, t); % fourier na resposta do mic1
[p3, f] = mataa_realFT0(p3, t); % fourier na resposta do mic3

```

---

```

p1 = p1./s; % resposta ao impulso mic1
p3 = p3./s; % resposta ao impulso mic3
[p1,t] = mataa_realIFT0(p1,f); % fourier inversa na resposta ao impulso mic1
[p3,t] = mataa_realIFT0(p3,f); % fourier inversa na resposta ao impulso mic3

% janelamento

tj = 0.4; % posição do janelamento (s)
p1 = p1(round(0.06 * fs) : round(tj * fs),:); % janelar mic1
p3 = p3(round(0.06 * fs) : round(tj * fs),:); % janelar mic3
t = t(round(0.06 * fs) : round(tj * fs),:); % janelar vetor tempo
[p1,f] = mataa_realFT0(p1,t); % sinal limpo mic1
[p3,f] = mataa_realFT0(p3,t); % sinal limpo mic3

% cálculos finais

omega = 2 * pi * f; % frequência angular
k0 = (2 * pi / c0) * f; % número de onda
S11 = p1.*conj(p1); % auto espectro
S13 = p3.*conj(p1); % espectro cruzado
H13 = S13.*(1./S11); % função de transferência
HI13 = e.^(-j * deltax13 * k0); % matriz de transferência da onda incidente
HR13 = e.^(j * deltax13 * k0); % matriz de transferência da onda refletida
r13 = (e.^(2 * j * x1 * k0)).*[(H13 - HI13).*(1./(HR13 - H13))]; % coeficiente de reflexão
alpha13 = 1 - ((abs(r13)).^2); % coeficiente de absorção

```