

FIA 2020/22

XII CONGRESSO/CONGRESO IBEROAMERICANO DE ACÚSTICA

XXIX ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Florianópolis, SC, Brasil

Absorvedores acústicos perfeitos baseados em ressonadores de Helmholtz com dupla abertura embutida

Almeida, G. N.¹; Vergara, E. F.¹; Cassettari, I.¹; Barbosa, L. R.¹; Mikulski, R. Z.¹; Carvalho de Souza, A.²

¹ Laboratório de Vibrações e Acústica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, gillean_fsa@hotmail.com

² Instituto de Física, Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil

Resumo

Este trabalho investiga o uso de ressonadores de Helmholtz (RHs) com dupla abertura quadrada embutida para absorção sonora perfeita ($\alpha = 1$) em frequências menores que 600 Hz. O absorvedor em estudo é caracterizado analiticamente como um fluido equivalente. Dimensões ótimas são obtidas por meio da manipulação das dimensões das aberturas, assim sendo, é possível modificar o coeficiente de absorção sonora na frequência e amplitude. O absorvedor é modelado numericamente utilizando o método dos elementos finitos (MEF) e validado por meio de experimentos em um tubo de impedância. Neste sentido, amostras são fabricadas com auxílio da tecnologia de impressão 3D utilizando a técnica de extrusão de material e o ABS (*acrylonitrile butadiene styrene*) como matéria-prima. Absorção sonora perfeita na frequência de 589 Hz é obtida com uma espessura da amostra de $0,033\lambda$. Visando à obtenção da absorção em banda larga, distintos absorvedores são acoplados para o intervalo de frequência de 400 – 600 Hz, para o qual o experimento realizado mostra boa concordância com resultados teóricos e numérico.

Palavras-chave: Ressonador de Helmholtz, Fluido equivalente, Absorção sonora, Baixa frequência, Impressão 3D.

PACS: 43.50.Gf, 43.55.Ev, 43.58.Bh, 43.20.Mv.

Perfect acoustic absorbers based on Helmholtz resonators with built-in double aperture

Abstract

This work investigates the use of Helmholtz resonators (RHs) with built-in double square aperture for perfect sound absorption ($\alpha = 1$) at frequencies lower than 600 Hz. The absorber under study is analytically characterized as an equivalent fluid. Optimal dimensions are obtained by manipulating the dimensions of the openings, so it is possible to modify the sound absorption coefficient in the frequency and amplitude. The absorber is numerically modeled using the finite element method (FEM) and validated through experiments in an impedance tube. In this sense, samples are manufactured with the help of 3D printing technology using the material extrusion technique and ABS (*acrylonitrile butadiene styrene*) as raw material. Perfect sound absorption at the frequency of 589 Hz is achieved with a sample thickness of 0.033λ . In order to obtain broadband absorption, different absorbers are coupled for the frequency range 400 – 600 Hz, for which the experiment performed show good agreement with theoretical and numerical results.

Keywords: Helmholtz resonator, Equivalent fluid, Sound absorption, Low frequency, 3D printing.



1. INTRODUÇÃO

Absorver integralmente um campo de ondas sonoras em materiais acústicos com subcomprimento de onda é vantajoso para diversas aplicações práticas como conversão de energia, manipulação e controle da energia sonora, insonorização, entre outros. Nos últimos anos estudos sobre a temática ganharam notoriedade [1–7]. Nesta perspectiva, reduzir as dimensões geométricas do absorvedor sonoro, aumentar a eficiência de absorção das baixas frequências (≤ 600) e determinar condições que adequem sua impedância de superfície a do meio tem se mostrado como desafios primordiais.

Os metamateriais acústicos [8–10] e os materiais híbridos [11–14] ambos estruturados com elementos ressonantes tem norteado o caminho para se adquirir formidáveis resultados com este propósito. Outra abordagem bem sucedida são os absorvedores baseados nos tradicionais ressonadores de Helmholtz (RHs), por exemplo os RHs contendo perfurações do tipo fenda [10, 15] e os RHs compostos de pescoços embutidos contendo perfuração única [16–18].

Embora diversas propostas de estudos tenham sido realizadas sobre absorvedores baseados nos RHs ou em elementos localmente ressonantes, ainda há uma lacuna que permite estudar e melhorar o desempenho da absorção sonora de baixa frequência com esses absorvedores apresentando escala de subcomprimento de onda. Neste artigo, o desempenho de um absorvedor acústico perfeito baseado nos RHs com dupla perfuração quadrada embutida é destacado. Primeiramente, relatamos

as expressões analíticas baseadas no conceito de fluido equivalente. Um modelo numérico usando o método dos elementos finitos (MEF) é estabelecido. Em seguida, vantagens da dupla perfuração quadrada para garantir absorção sonora em baixa frequência (≤ 600 Hz) e largura de banda expandida de um sistema acoplado são discutidas. Por fim, amostras são fabricadas e avaliadas experimentalmente em um aparato tubo de impedância

2. MATERIAIS E MÉTODOS

A estrutura proposta é concebida por um painel rígido contendo duas micro perfurações quadrada embutidas acoplado a uma cavidade de ar. Um esboço 3D e uma vista lateral do modelo com seus respectivos parâmetros geométricos são ilustrados nas Figuras 1 a) e 1 b), respectivamente. Os parâmetros geométricos considerados no modelo são: e a espessura do painel; l a largura e altura das perfurações quadradas; t a espessura da perfuração; m_e a largura externa da cavidade de ar e m_i a largura interna; L a altura da estrutura no eixo x e $H = h + t$ a espessura interna; b é a espessura das paredes internas e $a = (m_i - 2b)/2$ a meia largura do canal subtraindo a largura da perfuração e das paredes internas.

2.1 Modelo teórico

Para descrever o desempenho do absorvedor a abordagem de fluido equivalente modificada é considerada. O modelo de Guo [19] com tratamentos específicos de correção de extremidade para descrever os efeitos de resistência da superfície é adotado. A impedância acústica total do

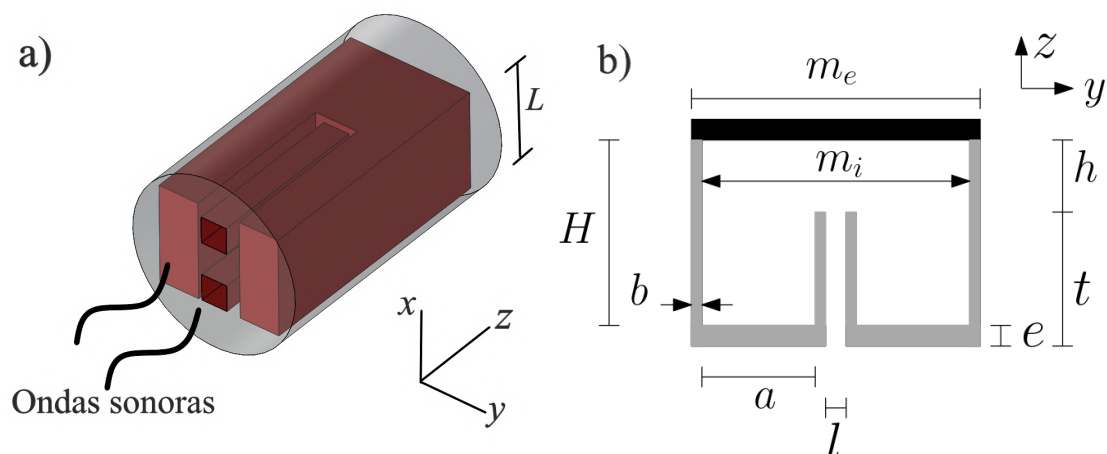


Figura 1: Estrutura do absorvedor com dupla abertura quadrada embutida. a) Célula unitária. b) Vista lateral no plano yz .

absorvedor é obtida por

$$\tilde{Z}_t = \Psi \left(\tilde{Z}_p + \tilde{Z}_c \right), \quad (1)$$

em que $\Psi = (m_e/m_i)^2$ é o fator de correção que considera o efeito da espessura da parede na impedância acústica total, $m_i = m_e - 2b$. Na Equação (1) \tilde{Z}_c representa a impedância da cavidade de ar e \tilde{Z}_p a impedância do painel, a qual é escrita como

$$\tilde{Z}_p = \frac{j\omega t \tilde{\rho}_{\text{ef}}}{\Phi} + \frac{2\alpha_0 R_s}{\Phi} + \frac{j\omega \rho_0 \Delta}{\Phi}, \quad (2)$$

onde $\Phi = (2l^2)/A$ é a taxa de perfuração e A a área do painel do absorvedor. $\tilde{\rho}_{\text{ef}}$ é a densidade efetiva complexa das perfurações, a qual incorpora a perdas de energia viscosa. A espessura total da perfuração é dada por $t = H - h + e$. O primeiro termo na Equação (2) representa a perda viscosa efetiva nas perfurações e o segundo a correção resistiva final, $R_s = \sqrt{2\eta\rho_0\omega}/2$. Aqui, $\alpha_0 = 2 + 0,96(1 - 1,14\Phi)l/t$ é o coeficiente de correção resistiva modificado, que depende do tipo de perfuração. O terceiro termo na Equação (2) expressa o fator de correção final, o qual revela os efeitos de massa ao longo das perfurações quadradas, sendo $\Delta = 0,85l(1 - 1,33\Phi^{1/2} - 0,07\Phi + 0,40\Phi^{3/2})$.

A densidade efetiva complexa das perfurações é dada por [20]

$$\tilde{\rho}_{\text{ef}} = \rho_0 \left(1 + \frac{\sigma\phi}{j\omega\rho_0} \tilde{G}(s) \right), \quad (3)$$

com $\tilde{G}(s)$ sendo definido como

$$\tilde{G}(s) = \frac{-s\sqrt{(-j)}J_1\left(s\sqrt{(-j)}\right)}{4J_0\left(s\sqrt{(-j)}\right)} \bigg/ \left(1 - \frac{2J_1\left(s\sqrt{(-j)}\right)}{\left(s\sqrt{(-j)}\right)J_0\left(s\sqrt{(-j)}\right)} \right), \quad (4)$$

em que $\sigma\phi = 7\eta/\bar{r}^2$ é a resistividade ao fluxo, $\bar{r} = 2S/P$ o raio hidráulico, $P = 4l$ representa o perímetro da perfuração e S a área de seção transversal da perfuração; $\eta = 1,8134 \times 10^{-5}$ Pa·s é a viscosidade do ar e $\rho_0 = 1,21 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ a densidade do ar (para 20°C). Na Equação (4) o parâmetro s

é determinado como

$$s = c \sqrt{\frac{8\omega\rho_0}{\sigma\phi}}, \quad (5)$$

em que $c = \sqrt{8\eta/(\sigma\phi)}/\bar{r}$ representa o fator dependente da forma das perfurações.

Concordando com o método de transferência de impedância, a impedância acústica da cavidade de ar pode ser escrita como [21]

$$\tilde{Z}_c = -jZ_0 \cot\left(k_0\Psi_2H\right), \quad (6)$$

em que $Z_0 = \rho_0c_0$ é a impedância característica do ar. $c_0 = 343 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ e $k_0 = \omega/c_0$ são a velocidade do som e o número de ondas no ar, respectivamente; $\Psi_2 = (V_c - V_n)/V_c$ representa o fator de correção da espessura da cavidade (introduzido aqui para excluir o volume da cavidade ocupado pelas perfurações embutidas), no qual $V_n = N[l^2(t - e)]$ e $V_c = WHm_i$ são os volumes das perfurações e da cavidade de ar, respectivamente. $W = L - b$ é a altura interna da cavidade de ar.

Considerando incidência normal de onda, o coeficiente de absorção sonora pode ser obtido por

$$\alpha = 1 - \left| \frac{1 - Z_0/\tilde{Z}_t}{1 + Z_0/\tilde{Z}_t} \right|^2. \quad (7)$$

2.2 Modelo numérico

Para validar as considerações teóricas acima, simulações numéricas no software comercial COMSOL Multiphysics foram realizadas. No modelo numérico uma onda plana é aplicada ao campo de incidência e uma simulação completa pela interação Acústico-Termoacústico no domínio da frequência é executada. A Figura 2 ilustra a malha do modelo e as condições de contorno, no qual existem três domínios: (1) a camada combinada perfeita que simula um domínio de ar infinito, o qual torna o limite do campo sonoro livre de reflexões espúrias; (2) o domínio acústico de ar voltado para a superfície do absorvedor; (3) o domínio termoacústico, onde a equação de Navier-Stokes, a equação da continuidade, a equação da energia e a equação de estado para um gás ideal são acopladas e resolvidas. Quanto às condições



de contorno e concordando com a situação real, todas são definidas como paredes rígidas. A linha sólida vermelha na Figura 2 representa a interface de acoplamento entre os módulos Acústico e Termoacústico.

A impedância de superfície na interface do absorvedor é calculada por $Z_n = \langle P_n \rangle / \langle U_n \rangle$, em que $\langle P_n \rangle$ e $\langle U_n \rangle$ são a pressão sonora média e a velocidade de partícula média na interface, respectivamente. Desta forma, o coeficiente de absorção sonora no modelo numérico pode ser calculado substituindo \tilde{Z}_t por Z_n na Equação (7).

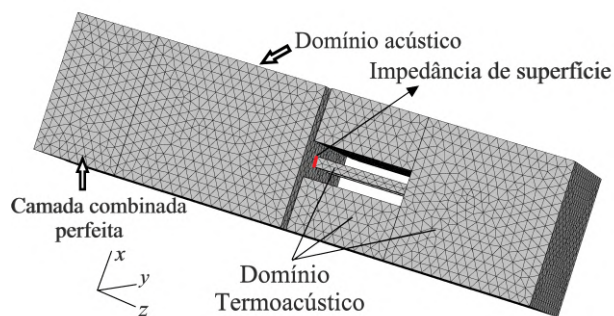


Figura 2: Modelo numérico usando o método dos elementos finitos.

2.3 Modelo experimental

O comportamento do coeficiente de absorção sonora e da impedância acústica total de distintas amostras do absorvedor foram avaliados em um tubo de impedância cilíndrico com diâmetro interno de 26 mm, o que corresponde a uma frequência de corte de ≈ 7740 Hz. Contudo, as análises serão apresentadas numa faixa de frequência limitada entre 100 e 900 Hz. A configuração experimental baseada no método padrão de dois microfones [22] foi utilizada, conforme mostrado na Figura 3. Dois microfones do tipo condensador de 1/2 polegada (Bruel & Kjaer 4189-A) mediram a pressão sonora e um sistema de aquisição de dados (Bruel & Kjaer Pulse) foi empregado para registrar e processar os sinais. A distância entre os microfones é de 24 mm, estando o mais distante a 66 mm da superfície da amostra. Por fim, durante a execução dos experimentos, a temperatura ambiente do local registrada foi de 20° C.

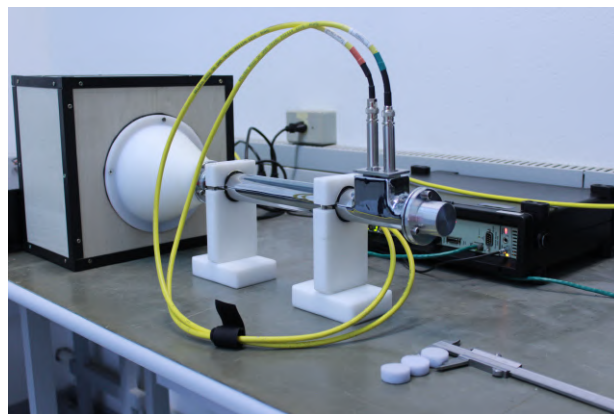


Figura 3: Montagem experimental dos ensaios de absorção sonora.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A seguir o comportamento do absorvedor será apresentado, as análises decorrem considerando dois casos de estudo: um sistema simples e distintos sistemas acoplados. Para mais, o mecanismo subjacente à absorção sonora é explorado pelas diferentes formas com a qual a energia sonora é dissipada no absorvedor.

3.1 Caso I: Análise do sistema simples

O comportamento do coeficiente de absorção sonora e da impedância acústica total normalizada pela impedância do ar é mostrado na Figura 5. No presente cálculo, todos os parâmetros geométricos adotados são elencados na Tabela 1. A Figura 4 ilustra as amostras do absorvedor que foram fabricadas utilizando a tecnologia de impressão 3D por meio da técnica de extrusão de material, uma impressora cartesiana com resolução de $\pm 0,1$ mm foi utilizada. A matéria prima adotada no processo foi o ABS (*Acrinolitrla butadieno estireno*), por apresentar resistência mecânica e térmica de tal maneira que não comprometa o desempenho acústico das amostras.

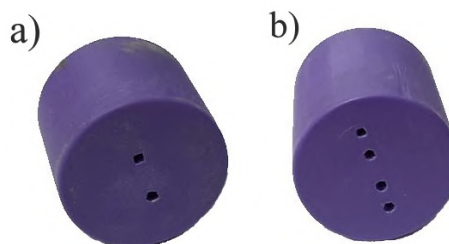
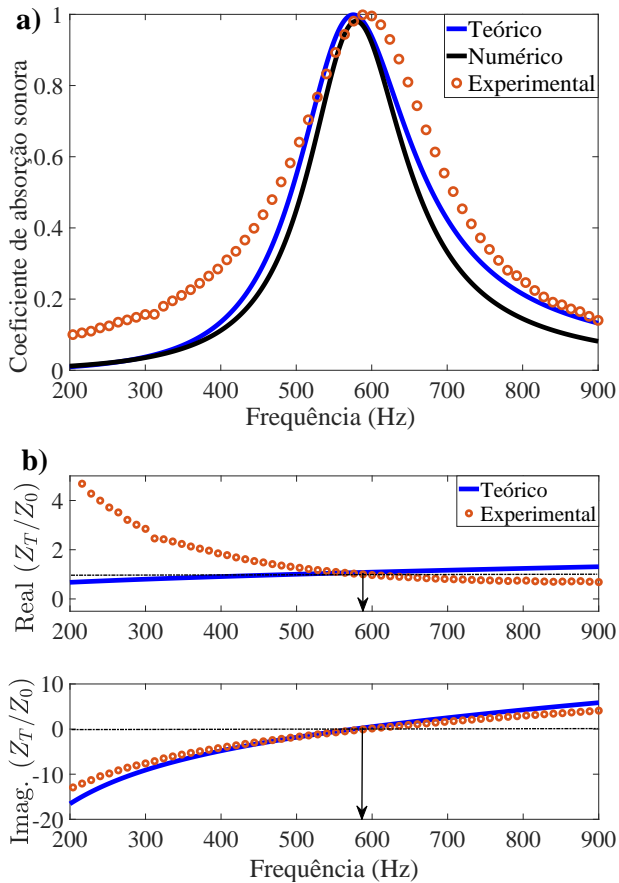


Figura 4: Amostras do absorvedor manufaturada para os experimentos. a) Sistema simples e b) sistema acoplado.

Tabela 1: Parâmetros geométricos (em mm) usados na manufatura das amostras. Os parâmetros e e b são fixados em 1 mm.

Parâmetros	L	m_e	h	t	l	a
Sistema simples	20,0	16,0	9,0	10,0	2,1	4,95
Sistema acoplado	10,5	16,0	18,0	9,0	1,6	5,7
	10,5	16,0	12,0	15,0	1,65	5,7


Figura 5: Coeficiente de absorção sonora e comportamento da impedância acústica total normalizada do sistema simples.

Na Figura 5 a) observa-se uma boa concordância entre as distintas previsões, em que os picos de absorção sonora estão localizados em 576 Hz, 580 Hz e 589 Hz cujas amplitudes de pico são 0,997, 0,981 e 0,999 para os modelos teórico, numérico e experimental, respectivamente. Por outro lado, a largura de banda em relação a 50% da absorção máxima são 188 Hz, 156 Hz e 237 Hz, conseqüentemente a relação entre a largura de banda e a frequência central de operação são 32,6%, 26,9% e 40,2%, correspondentemente. A largura de banda experimental maior se deve à dissipação adicional de energia sonora pelas superfícies rugosa interna da amostra [23, 24], a qual não é considerada nos modelos teórico e nu-

mérico. A diferença máxima entre as curvas do coeficiente de absorção sonora numérico e teórico é de 5%, o que comprova a eficácia do modelo numérico. Além disso, a diferença na frequência entre o modelo experimental e os demais modelos se deve principalmente aos erros de dimensão causado pela precisão da impressão 3D [24].

O bom desempenho do absorvedor pode ser explicado através da equivalência de sua impedância acústica total com a impedância do meio. Na condição de casamento de impedância, isto é, quando $\text{Real}(\tilde{Z}_t/Z_0) \approx 1$ e $\text{Imag}(\tilde{Z}_t/Z_0) \approx 0$ a absorção sonora máxima é alcançada. Importante destacar que embora as partes real e imaginária não sejam funções independentes, tal condição geralmente não é perfeitamente satisfeita. Para a região das baixas frequências, o valor absoluto da parte $\text{Imag}(\tilde{Z}_t)$ é maior que a parte $\text{Real}(\tilde{Z}_t)$, de tal maneira que a frequência de absorção é definida pelo zero da parte imaginária e sua amplitude pela parte real. A Figura 5 b) mostra que na frequência de operação as partes imaginárias teórica e experimental são zero, por outro lado, as partes reais aproxima-se do valor unitário, correspondentemente. Assim, pode-se concluir que a condição de equivalência de impedância é amplamente satisfeita pelo absorvedor.

O mecanismo subjacente ao desempenho da absorção sonora do absorvedor é explorado mediante as diferentes formas de dissipação da energia acústica e também pelo campo de pressão acústica, conforme são ilustrados na Figura 6. Na frequência de operação, a pressão sonora apresenta magnitude seis vezes maior ao final da cavidade de ar em comparação a entrada da dupla abertura embutida (ver Figura 6 a)). Quanto a dissipação de energia acústica (ver Figuras 6 b) e 6 c)), é notório uma predominância da dissipação viscosa sobre a dissipação térmica. Estatisticamente a primeira representa 96,66% da dissipação total e ocorre nas aberturas embutidas, enquanto a segunda representa 3,33% e acontece

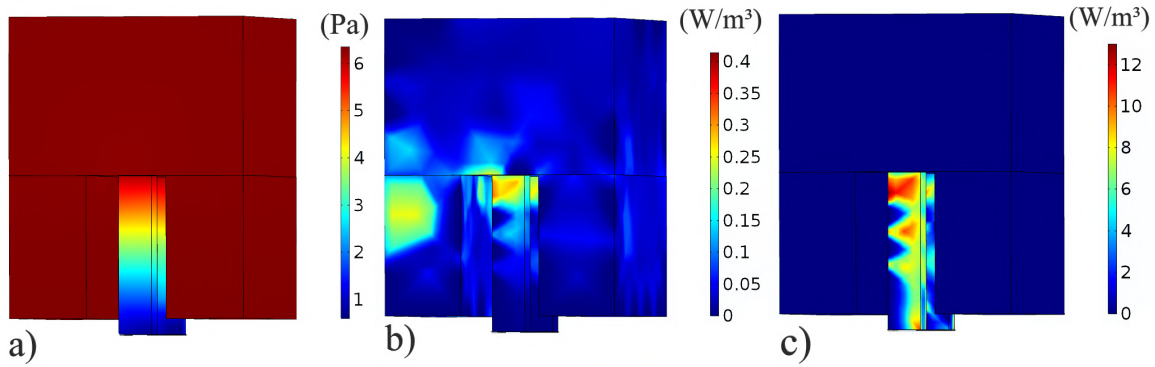


Figura 6: a) Campo de pressão sonora. b) Dissipação térmica da energia. c) Dissipação viscosa da energia

ao final das aberturas embutidas e amplamente na superfície das paredes internas da cavidade de ar. Assim, pode-se concluir que o pico de absorção sonora no absorvedor é notado principalmente pela dissipação de energia viscosa na dupla abertura embutida, visto que o atrito entre o ar e as paredes internas da abertura embutida causa tamanha dissipação [25].

A frequência do pico de absorção sonora pode ser ajustada pela taxa de perfuração (Φ) do modelo, nesta perspectiva, Φ foi variado entre 0,15% e 10%, com o parâmetro l variando de 0,5 mm a 4 mm, enquanto os demais parâmetros são os mesmos do sistema simples elencados na Tabela 1. A Figura 7 mostra que o pico de absorção pode ser ajustado entre 835 Hz e 419 Hz com absorção quase total ($\alpha \geq 0,9$). A absorção sonora máxima é alcançada quando $2\% \leq \Phi \leq 3,9\%$. Além disso, é de senso comum que Φ é proporcional ao número de perfurações, assim, o fato do absorvedor proposto apresentar duas perfurações, permite que Φ apresente uma variação ampliada, desta

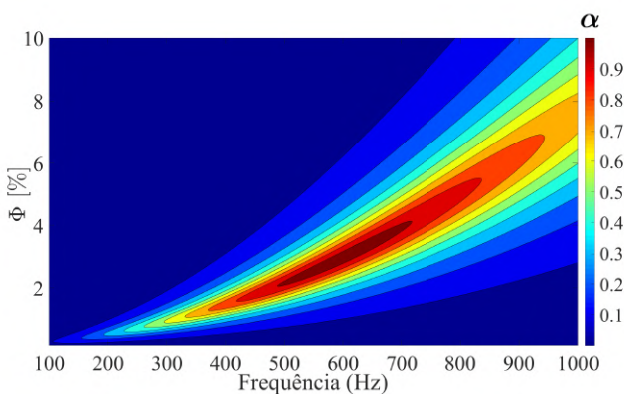


Figura 7: Comportamento do coeficiente de absorção sonora do sistema simples em função da variação da taxa de perfuração (Φ).

forma, essa possibilidade permite que o ajuste na frequência do pico de absorção com amplitude quase total também seja ampliada.

3.2 Caso II: Análise do sistema acoplado

Absorção sonora com largura de banda estendida é avaliada acoplando distintos absorvedores da estrutura. A Figura 8 mostra o comportamento do coeficiente de absorção sonora do sistema acoplado e um resumo dos principais resultados é apresentado na Tabela 2. Pode se observar na Figura 8 que há boa concordância na frequência entre os resultados, com exceção do vale de absorção sonora no modelo numérico e da amplitude de absorção do modelo experimental. O vale de absorção é mais baixo na simulação por causa do acoplamento ressonante mais fraco no modelo numérico. Por outro lado, a amplitude experimental menor se deve a precisão da impressão 3D não ser alta o suficiente ($\pm 0,1$ mm). Por fim, as espessuras total das amostras são $h + t = 19$

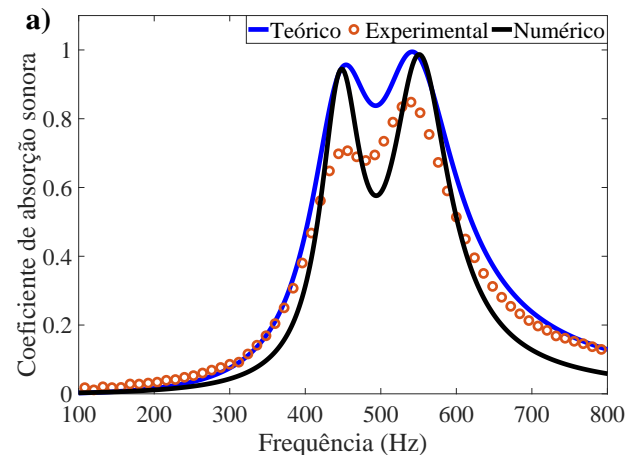


Figura 8: Comportamento do coeficiente de absorção sonora do sistema acoplado.

Tabela 2: Comparação dos resultados experimental, numérico e teórico do sistema acoplado.

Modelo	1ª Frequência do pico (Hz)	2ª Frequência do pico (Hz)	Amplitude do pico	Largura a 50 % (Hz)
Experimental	455	527	0,710 / 0,850	191
Numérico	448	550	0,945 / 0,986	187
Teórico	455	542	0,956 / 0,995	218

mm (sistema simples) e $h + t = 27$ mm (sistema acoplado), correspondendo a $0,033\lambda$ e $0,036\lambda$, respectivamente. Revelando que ambas as geometrias propostas apresentam escala de subcomprimento de onda.

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este artigo apresentou um absorvedor para absorção sonora perfeita baseado em ressonadores de Helmholtz com dupla abertura quadrada embutida totalmente modular. Foi demonstrado que acoplando distintos sistemas em uma mesma estrutura, picos de absorção sonora em mais de uma frequência com largura de banda ampliada é alcançada. A vantagem da dupla perfuração embutida do absorvedor é revelada por meio da relação entre a taxa de perfuração e o ajuste do pico de absorção sonora. O desempenho do absorvedor sonoro foi validado através de simulações numéricas utilizando método dos elementos finitos e por meio de experimentos normalizados. Por fim, as estruturas do absorvedor proposto apresentaram escala de subcomprimento de onda, ou seja, $0,033\lambda$ e $0,036\lambda$.

5. AGRADECIMENTOS

Esta pesquisa foi apoiada pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC) e Laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade Federal de Santa Catarina. Os autores E. F. Vergara e G. N. Almeida agradecem o financiamento da CAPES - Brasil (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior).

REFERÊNCIAS

- [1] Chen, Changru; Du, Zhibo; Hu, Gengkai e Yang, Jun. A low-frequency sound absorbing material with subwavelength thickness. *Applied Physics Letters*, 110(22):221903, 2017. doi: [10.1063/1.4984095](https://doi.org/10.1063/1.4984095).
- [2] Chen, Jung-San; Chen, Yu-Bin; Cheng, Yu-Hsiang e Chou, Li-Chih. A sound absorption panel containing coiled helmholtz resonators. *Physics Letters A*, 384(35):126887, 2020. doi: [10.1016/j.physleta.2020.126887](https://doi.org/10.1016/j.physleta.2020.126887).
- [3] Almeida, Gildean do N; Vergara, Erasmo F; Barbosa, Leandro R e Brum, Ricardo. Low-frequency sound absorption of a metamaterial with symmetrical-coiled-up spaces. *Applied Acoustics*, 172:107593, 2021. doi: [10.1016/j.apacoust.2020.107593](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107593).
- [4] Almeida, Gildean do N; Vergara, Erasmo F; Barbosa, Leandro R; Lenzi, Arcanjo e Birch, Robert S. A low-frequency sound absorber based on micro-slit and coiled cavity. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 43(3):1–9, 2021. doi: [10.1007/s40430-020-02763-y](https://doi.org/10.1007/s40430-020-02763-y).
- [5] Guo, Jingwen; Fang, Yi; Jiang, Ziyang e Zhang, Xin. An investigation on noise attenuation by acoustic liner constructed by helmholtz resonators with extended necks. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 149(1):70–81, 2021. doi: [10.1121/10.0002990](https://doi.org/10.1121/10.0002990).
- [6] Duan, Haiqin; Shen, Xinmin; Wang, Enshuai; Yang, Fei; Zhang, Xiaonan e Yin, Qin. Acoustic multi-layer helmholtz resonance metamaterials with multiple adjustable absorption peaks. *Applied Physics Letters*, 118(24):241904, 2021. doi: [10.1063/5.0054562](https://doi.org/10.1063/5.0054562).
- [7] Sousa, Augusto Carvalho; Deckers, Elke; Claeys, Claus e Desmet, Wim. On the assembly of archimedean spiral cavities for sound absorption applications: Design, optimization and experimental validation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 147: 107102, 2021. doi: [10.1016/j.ymsp.2020.107102](https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2020.107102).
- [8] Almeida, Gildean Nascimento; Vergara, Erasmo Felipe; Barbosa, Leandro Rodrigues e Farias, Linconl César Bastos. Otimização de um metamaterial acústico labiríntico para absorção sonora na faixa de frequências de 100–300 hz. *Acústica e Vibrações*, 35 (52):7–22, 2020. doi: [10.55753/ae.v35e52.36](https://doi.org/10.55753/ae.v35e52.36).
- [9] Jiménez, Noé; Groby, Jean-Philippe; Pagneux, Vincent e Romero-García, Vicent. Iridescent perfect absorption in critically-coupled acoustic metamaterials using the transfer matrix method. *Applied Sciences*, 7 (6):618, 2017. doi: [10.3390/app7060618](https://doi.org/10.3390/app7060618).
- [10] Li, Junfei; Wang, Wenqi; Xie, Yangbo; Popa, Bogdan-Ioan e Cummer, Steven A. A sound absorbing metasurface with coupled resonators. *Applied Physics Letters*, 109(9):091908, 2016. doi: [10.1063/1.4961671](https://doi.org/10.1063/1.4961671).
- [11] Li, Xin; Liu, Bilong e Wu, Qianqian. Enhanced low-frequency sound absorption of a porous layer mosaicked with perforated resonator. *Polymers*, 14 (2):223, 2022. doi: [10.3390/polym14020223](https://doi.org/10.3390/polym14020223).



- [12] Zhao, Honggang; Wang, Yang; Yu, Dianlong; Yang, Haibin; Zhong, Jie; Wu, Fei e Wen, Jihong. A double porosity material for low frequency sound absorption. *Composite Structures*, 239:111978, 2020. doi: [10.1016/j.compstruct.2020.111978](https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2020.111978).
- [13] Liu, Xuwei; Yu, Chenlei e Xin, Fengxian. Gradually perforated porous materials backed with helmholtz resonant cavity for broadband low-frequency sound absorption. *Composite Structures*, 263:113647, 2021. doi: [10.1016/j.compstruct.2021.113647](https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.113647).
- [14] Li, Xin; Liu, Bilong e Chang, Daoqing. An acoustic impedance structure consisting of perforated panel resonator and porous material for low-to-mid frequency sound absorption. *Applied Acoustics*, 180:108069, 2021. doi: [10.1016/j.apacoust.2021.108069](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108069).
- [15] Zhao, Honggang; Wang, Yang; Wen, Jihong; Lam, Yiu Wai e Umnova, Olga. A slim subwavelength absorber based on coupled micro-slits. *Applied Acoustics*, 142:11–17, 2018. doi: [10.1016/j.apacoust.2018.08.004](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.08.004).
- [16] Huang, Sibao; Fang, Xinsheng; Wang, Xu; Assouar, Badreddine; Cheng, Qian e Li, Yong. Acoustic perfect absorbers via helmholtz resonators with embedded apertures. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 145(1):254–262, 2019. doi: [10.1121/1.5087128](https://doi.org/10.1121/1.5087128).
- [17] Duan, Mingyu; Yu, Chenlei; Xu, Zhimin; Xin, Fengxian e Lu, Tian Jian. Acoustic impedance regulation of helmholtz resonators for perfect sound absorption via roughened embedded necks. *Applied Physics Letters*, 117(15):151904, 2020. doi: [10.1063/5.0024804](https://doi.org/10.1063/5.0024804).
- [18] Mahesh, K; Kumar Ranjith, S e Mini, RS. Inverse design of a helmholtz resonator based low-frequency acoustic absorber using deep neural network. *Journal of Applied Physics*, 129(17):174901, 2021. doi: [10.1063/5.0046582](https://doi.org/10.1063/5.0046582).
- [19] Guo, Ying; Allam, Sabry e Åbom, Mats. Micro-perforated plates for vehicle applications. Em *37th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, Shanghai, China October, 2008*, 2008.
- [20] Allard, J-F e Daigle, Gilles. Propagation of sound in porous media: Modeling sound absorbing materials, 1994.
- [21] Allard, Jean e Atalla, Noureddine. *Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials 2e*. John Wiley & Sons, 2009.
- [22] Organisation, International Standard. Acoustics—determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes—part 2: Transfer-function method, 1998.
- [23] Kandlikar, Satish G; Schmitt, Derek; Carrano, Andres L e Taylor, James B. Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minichannels. *Physics of Fluids*, 17(10):100606, 2005. doi: [10.1063/1.1896985](https://doi.org/10.1063/1.1896985).
- [24] Zieliński, Tomasz G; Opiela, Kamil C; Pawłowski, Piotr; Dauchez, Nicolas; Boutin, Thomas; Kennedy, John; Trimble, Daniel; Rice, Henry; Van Damme, Bart; Hannema, Gwenael *et al.* *Reproducibility of sound-absorbing periodic porous materials using additive manufacturing technologies: Round robin study*. *Additive Manufacturing*, 36:101564, 2020. doi: [10.1016/j.addma.2020.101564](https://doi.org/10.1016/j.addma.2020.101564).
- [25] Almeida, Gildean do N; Vergara, Erasmo F; Barbosa, Leandro R; Lenzi, Arcanjo e Birch, Robert S. *Sound absorption metasurface with symmetrical coiled spaces and micro slit of variable depth*. *Applied Acoustics*, 183:108312, 2021. doi: [10.1016/j.apacoust.2021.108312](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108312).