

ROBERTO DELIBO NETO

**AVALIAÇÃO ANALÍTICA DE METAMATERIAIS
ACUSTICOS EM DUTOS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2022

ROBERTO DELIBO NETO

**AVALIAÇÃO ANALÍTICA DE METAMATERIAIS
ACUSTICOS EM DUTOS**

Projeto de fim de curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

Área de Concentração: Mecânica dos sólidos e vibrações.

Orientador: Prof. Me. Pedro Pio Rosa Nishida

Uberlândia – MG

2022

ROBERTO DELIBO NETO

**AVALIAÇÃO ANALÍTICA DE METAMATERIAIS
ACUSTICOS EM DUTOS**

Projeto de fim de curso de **Engenharia Mecânica**
pela Faculdade de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: Mecânica dos sólidos e
vibrações.

Banca Examinadora:

Prof. Me. Pedro Pio Rosa Nishida – FEMEC – UFU – Orientador

Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes – FEMEC – UFU

Prof. Dr. Luis Manoel de Paiva Souza – UNIFEG

Uberlândia 2022

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu professor orientador Pedro Pio Rosa Nishida por toda ajuda e disposição para a conclusão deste projeto, aos meus pais por todo apoio e suporte que recebi durante os meus estudos e ao Lucas M. Soares que me motivou e me auxiliou durante a realização do projeto.

RESUMO

Orientador: Prof. Me. Pedro Pio Rosa Nishida

Área de Concentração: Mecânica dos sólidos e vibrações.

Métodos de controles de ruído tem se tornado cada vez mais alvos de estudo, devido ao aumento da poluição sonora, ocasionado pelo aumento populacional, e conseqüentemente pela urbanização.

No que diz respeito à absorção sonora, os métodos mais usuais são os de controle ativo e passivo de ruídos. O controle ativo sendo um método mais complexo de se aplicar e o controle passivo mais eficiente para grandes bandas de frequência. Ambos os métodos possuem limitações e a principal delas é a baixa eficiência para o controle de ruídos de baixas frequências (menores que 1000 Hz).

A procura por soluções para o controle de ruídos em baixas frequências levou ao estudo dos metamateriais, materiais sintéticos que devido às suas propriedades únicas podem ser empregados em diversas áreas, tais como na termodinâmica, na óptica, na eletromagnética e na acústica.

Tendo em vista o potencial desses materiais, foi realizada uma revisão bibliográfica e modelagem analítica, a fim de se avaliar a eficiência do modelo de WANG para absorção sonora de baixas frequências.

A partir dos resultados, foi possível observar que o modelo utilizado foi eficiente na absorção de ondas de baixa frequência, e que a mudança na geometria do metamaterial, resultou em dados preditos pelo modelo. Portanto, os resultados do projeto, corroboraram com o previsto na bibliografia e com o modelo de Wang.

Palavras chave: controle de ruído, metamaterial acústico, modelo analítico, absorção em baixas frequências.

ABSTRACT

Advisor: Prof. Me. Pedro Pio Rosa Nishida

Area of Concentration: Mechanics of solids and vibrations.

Noise control methods have become increasingly targets of study, due to the increase in noise pollution, caused by population growth, and consequently by urbanization.

With regard to sound absorption, the most common methods are active and passive noise control. Active control being a more complex method to apply and passive control more efficient for large frequency bands. Both methods have limitations and the main one is the low efficiency for the control of low frequency noise (less than 1000 Hz).

The search for solutions to control noise at low frequencies led to the study of metamaterials, synthetic materials that due to their unique properties can be used in several areas, such as thermodynamics, optics, electromagnetics and acoustics.

In view of the potential of these materials, a literature review and analytical modeling were carried out in order to evaluate the efficiency of the WANG model for sound absorption at low frequencies.

From the results, it was possible to observe that the model used was efficient in the absorption of low frequency waves, and that the change in the geometry of the metamaterial resulted in data predicted by the model. Therefore, the results of the project, corroborated with what was predicted in the bibliography and with the Wang model.

Keywords: noise control, acoustic metamaterial, analytical model, absorption at low frequencies.

LISTA DE FIGURAS

1 Tipos de materiais porosos	14
2 Modelo de metamaterial acústico	17
3 Modelo do metamaterial estudado com 4 espaços entrelaçados	23
4 Modelo do metamaterial estudado com 3 espaços entrelaçados	23
5 Modelo do metamaterial estudado com 2 espaços entrelaçados	24
6 Relação do coeficiente de absorção com a frequência para $n = 4$	25
7 Relação do coeficiente de absorção com a frequência para $n = 3$	26
8 Relação do coeficiente de absorção com a frequência para $n = 2$	26
9 Relação do coeficiente de absorção com a frequência encontrados por Wang	28

LISTA DE TABELAS

1 Parâmetros geométricos utilizados na análise das células individuais	22
2 Propriedades do ar para $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ utilizadas nas análises	24
3 Dados encontrados a partir da análise das imagens 6, 7 e 8	27

LISTA DE SÍMBOLOS

a	largura da seção transversal do espaço enrolado	[mm]
A_f	área da micro perfuração do painel	[mm ²]
b_0	espessura das paredes do metamaterial	[mm]
c_0	velocidade do som no ar	[m/s]
C_v	capacidade térmica à volume constante	[J/kg.K]
C_{eq}	compressibilidade complexa	[Pa]
d	diâmetro da perfuração do painel do modelo	[mm]
f	frequência	[Hz]
h	espessura da cavidade de ar do metamaterial	[mm]
j	componente complexa $\sqrt{-1}$	[adimensional]
K_{eq}	módulo de compressibilidade	[Pa]
l	comprimento do canal do ressonador	[m]
L_{eff}	comprimento efetivo de propagação	[mm]
L	comprimento de uma célula do metamaterial	[mm]
M	massa	[kg]
m	largura de uma célula do metamaterial	[mm]
n	número de espaços enrolados	[adimensional]
N	número de perfurações	[adimensional]
P_0	pressão atmosférica	[atm]
S_0	área de uma célula do metamaterial	[mm ²]

S_i	área de seção transversal do espaço enrolado	[mm ²]
t	espessura do painel do metamaterial	[mm]
v	velocidade de partícula	[m/s]
w	altura da seção transversal do espaço enrolado	[mm]
Z_0	impedância característica do ar	[Pa.s/m]
Z_s	impedância de superfície do metamaterial	[Pa.s/m]
Z_p	impedância do painel perfurado do metamaterial	[Pa.s/m]
Z_e	impedância característica da cavidade do metamaterial	[Pa.s/m]
Z_e^c	impedância característica	[Pa.s/m]

LETRAS GREGAS

α	coeficiente de absorção sonora	[adimensional]
γ	razão entre o diâmetro da perfuração e a camada lim. viscosa	[adimensional]
η	viscosidade dinâmica do ar	[Pa.s]
θ	porosidade do painel perfurado	[adimensional]
κ	condutividade térmica do ar	[W/m.K]
ν	viscosidade cinemática do ar	[m ² /s]
ν'	constante	[adimensional]
π	3,14159...	[adimensional]
ρ_0	densidade do ar	[kg/m ³]
ρ_{eq}	densidade complexa	[kg/m ³]
ω	frequência angular	[rad/s]

SUMÁRIO

1	
Introdução	12
1.1 controle de ruídos.....	12
1.2 controle ativo de ruído.....	12
1.3 controle passivo de ruído.....	13
1.4 metamateriais.....	15
2 Justificativa	16
3 Objetivos	16
4 Metodologia	17
4.1 Desenvolvimento analítico.....	18
5 Análise dos resultados	25
6 Conclusão	29
7 Bibliografia	30
A anexos	32

Código utilizado no *programa Matlab*

1. Introdução

1.1 Controle de ruídos

A poluição sonora tem se tornado cada vez mais comum e mais intensa, devido ao aumento populacional, a urbanização desenfreada e as mudanças de estilo de vida da população, o que expandiu o uso de fontes de ruídos cada vez mais variadas e potentes (GOINES; HAGLER, 2007). Esse tipo de poluição é caracterizado pelo aumento dos níveis de ruído no ambiente natural, devido às ações antropológicas que as produzem, o que pode afetar negativamente a qualidade de vida tanto dos seres humanos, quanto dos animais (SLABBEKOORN, 2019). Diversos estudos sugerem que a exposição a esse tipo de poluição está associada a diversas doenças cardiovasculares, como por exemplo a hipertensão (GUPTA et al., 2018; AUGER et al., 2018; MÜNDEL; SØRENSEN; DAIBER, 2021).

Geralmente, os desafios no controle de ruído, envolvem três principais fatores, sendo eles: 1) fonte do ruído, como por exemplo, instalações industriais, máquinas e equipamentos; 2) a trajetória do som até o receptor, que pode ser de diferentes naturezas, como estruturas sólidas, ar e líquidos e por fim, 3) o receptor, que comumente é o ser humano. Apesar do controle da fonte de ruído ser sempre preferível, por ter maior impacto na solução do problema, é o método que mais apresenta desafios estruturais e econômicos, além disso, grande parte dos problemas de ruído surgem apenas após a instalação de sua fonte (BARRON, 2002; EKICI; BOUGDAH, 2003). Apesar disso, o controle da trajetória é uma das soluções mais comuns empregadas para contornar esse problema, sendo caracterizado principalmente por controles de ruídos ativos e passivos, descritos mais adiante.

1.2 Controle ativo de ruído

As idéias básicas sobre o controle ativo de ruído foram descritas pela primeira vez em 1936 por Paul Lueg, em uma patente publicada nos Estados Unidos (ELLIOTT; NELSON, 1993). Para que um método de controle de ruído seja considerado ativo, ele basicamente deve gerar uma onda com a mesma amplitude e fase oposta a onda do ruído, tendo assim um cancelamento do mesmo em uma região específica, ou seja, uma fonte secundária interfere destruindo o ruído gerado

por uma fonte primária (KUO; MORGAN, 1999). O cancelamento total de ruído por esse método é impossível de ocorrer devido a uma grande quantidade de variáveis que são difíceis de prever, como geração de turbulência pelo escoamento, conhecimento pleno da geometria do sistema, capacidade de processamento dos controlados em tempo real, entre outras (NUNES, 2009).

A eficiência do controle ativo de ruídos é melhorada em ambientes confinados e de geometria definida. Em geral, a técnica de controle ativo tem uma tecnologia muito cara e complexa de se dominar além de ser situacional, fazendo com que sua implementação seja reduzida e inviável em diversos casos (NUNES, 2009).

1.3 Controle passivo de ruído

O princípio para controle de ruído passivo consiste basicamente na utilização de materiais capazes de absorverem ondas sonoras, conseqüentemente diminuindo o ruído de forma geral. Os controladores passivos em geral, são eficientes para bandas largas de frequências (BIANCHI; CORSINI; SHEARD, 2014).

As desvantagens do emprego desse tipo de controle está relacionado, por exemplo, com o aumento da perda de carga em sistemas de ventilação, induzindo a necessidade de ventiladores maiores, que ocupa mais espaço, assim como sua baixa eficiência para ondas de baixas frequências (NUNES, 2009).

Os materiais utilizados comumente para o controle passivo de ruídos são os porosos de estrutura rígida.

A constituição de um material poroso de estrutura rígida se baseia em uma camada sólida denominada de estrutura ou esqueleto, onde é possível o preenchimento de algum fluido (normalmente o ar atmosférico) apresentando assim, pequenos poros em sua estrutura (EGAB; WANG; FARD, 2014). Esses poros possibilitam que as ondas sonoras penetrem no material, o que leva a dissipação da energia do som, a partir da perda térmica, originada tanto pela perda viscosa advinda da viscosidade do fluxo de ar presente no interior dos materiais, tanto pelo atrito entre as moléculas do ar com as paredes do poro (CAO, 2018).

Os materiais porosos mais empregados para controle passivo de ruído são de três tipos diferentes: granular, fibroso e celular (Figura 1).

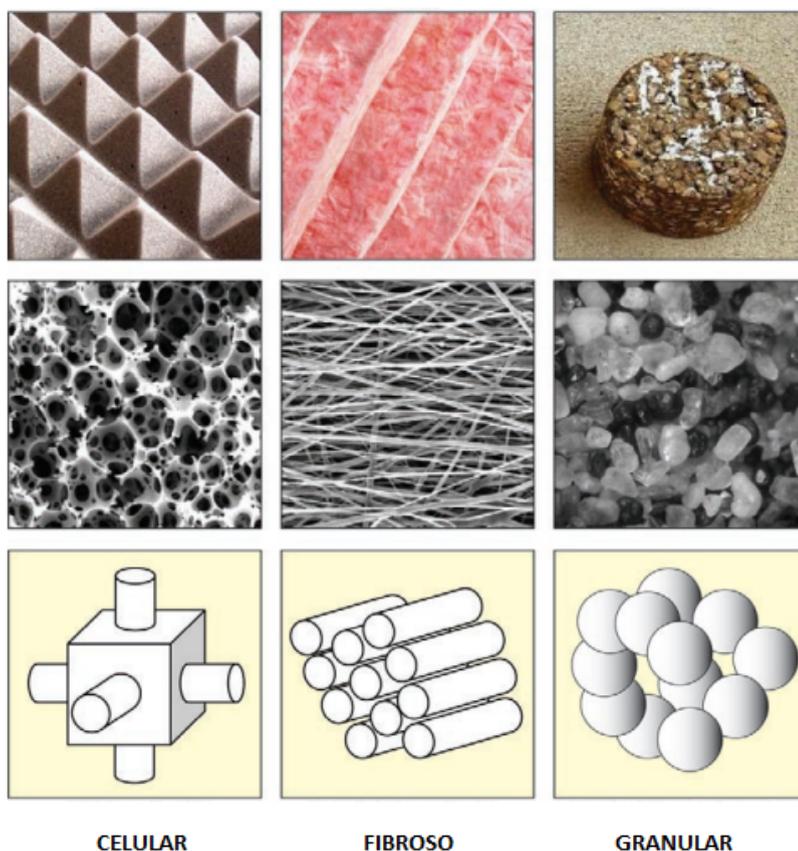


Figura 1: Tipos de materiais porosos

Fonte: Figura adaptada de ARENAS; CROCKER 2010

Materiais porosos fibrosos são basicamente constituídos de fibras sintéticas ou naturais, como vidro e fibras minerais. Os granulares consistem em um conjunto mais rígido onde o granuloma excede a dimensão dos poros e criando um aspecto aglomerado. Os celulares são aqueles constituídos na maior parte das vezes de poliuretano ou espuma (ARENAS; CROCKER, 2010).

Mesmo os materiais porosos sendo tão diversificados e com diferentes aplicações, eles não têm um poder de absorção satisfatório para ondas de frequências baixas, (abaixo de 100Hz), tendo isso em vista, e buscando um material com alta capacidade de absorção a baixas frequências, tem-se os metamateriais, que serão abordados no próximo tópico (FELLAH; DEPOLLIER, 2000; DOUTRES et al., 2010).

1.4 Metamateriais

O primeiro contato científico conceituando metamateriais surge em 1968 com a pesquisa na área de eletrodinâmica de Victor Veselago (VESELAGO, 1968). Veselago descreve a interação entre um campo elétrico e o meio em que está inserido, e sua permeabilidade magnética que quantifica como um campo magnético é afetado por um campo externo. A partir deste estudo voltado aos metamateriais, observou-se que ondas eletromagnéticas apresentam características distintas em relação aos materiais encontrados na natureza quando propagadas nos metamateriais.

Em geral, um metamaterial pode ser definido como um material compósito, constituído por estruturas artificiais de subcomprimento de onda, com arranjos aleatórios ou periódicos (GAO et al. 2022). Esses materiais apresentam características incomuns (provenientes de sua estrutura e geometria, ao invés da sua composição) que não são encontrados e nem alcançadas em materiais encontrados na natureza. Portanto, suas características acústicas únicas, permite que esses materiais sejam empregados de maneiras inéditas para controle de propagação de ruídos (KUMAR; PUEH LEE, 2019).

De acordo com ESFAHLANI; LISSEK, 2017, os metamateriais podem ser classificados em três grupos distintos, com base em suas características relacionadas a sua 1) geometria estrutural, 2) física (eletromagnéticos, ópticos, cristais fotônicos, etc) e 3) pelas suas propriedades efetivas.

Dentre as aplicações dos metamateriais, provenientes de suas características, tem-se as principais nas áreas de termodinâmica, eletromagnética, óptica e acústica.

Na área do eletromagnetismo, por exemplo, os metamateriais são utilizados para supressão de campos eletromagnéticos indesejáveis (PENDRY; SCHURIG; SMITH, 2006). Na área da óptica, os metamateriais são utilizados para construção de sensores ópticos com índices de refração mais compactos (YAO et al., 2021). Já na área da termodinâmica, os metamateriais podem ser usados para controle de temperaturas em espaços fechados com menor consumo energético (YANG et al., 2021).

Em acústica, que é o foco de pesquisa deste trabalho, os metamateriais são utilizados para controle de ruídos com alta eficiência para ondas de baixa frequência. O diferencial dos metamateriais no campo da acústica quando comparados com outras formas de controle de ruído (controle ativo e passivo) está na sua simplicidade de aplicação e de depender principalmente de sua estrutura física para o funcionamento tornando assim o estudo dos metamateriais promissor necessário (CUMMER; CHRISTENSEN, 2016).

2. Justificativa

A aplicação de metamateriais em acústica é algo relativamente novo e com uma ampla gama de possibilidades a serem exploradas. A compilação bibliográfica encontrada neste trabalho com informações específicas sobre saídas de dutos e escapamentos permite suprir um déficit de algo pouco desenvolvido na atualidade.

Diferente dos métodos citados acima, os metamateriais em geral possuem alta eficiência em baixas frequências e tem modelagem simples, os tornando assim uma alternativa melhor e de mais fácil execução para controle de ruídos em baixas frequências. Portanto, o estudo dos metamateriais é de extrema importância para entender seu comportamento e assim otimizar e atualizar modelos aplicados atualmente.

3. Objetivos

Este trabalho tem como objetivo um estudo teórico da utilização de metamateriais para o controle de ruído na saída de dutos e escapamentos, para isso, os objetivos específicos incluem:

- Revisão bibliográfica;
- Modelagem analítica;
- Validação dos resultados analíticos com a bibliografia;
- Análise da influência da variação de determinados parâmetros no comportamento do metamaterial.

4. Metodologia

Para o estudo realizado, foi selecionado como base o modelo de Wang (WANG et al., 2018) simbolizado esquematicamente na figura 2. Para o desenvolvimento analítico, foi necessário encontrar a função que relaciona o coeficiente de absorção sonora e a partir dela desenvolver as equações para encontrar a impedância total do modelo. A impedância total do modelo pode ser representada como a soma da impedância do painel microperfurado com a impedância dos espaços enrolados; Tendo conhecimento dos fatores que compõem a impedância total, pode-se desenvolver equacionalmente as duas impedâncias. A impedância do painel microperfurado representado por Z_p , pode ser expressa pela teoria de Crandall (1926), já a impedância dos espaços enrolados Z_e pode ser desenvolvida através da teoria acústica visco-térmica.

Após definir a expressão para a impedância total, foi possível utilizar o programa *matlab* para escrever um código que relaciona o coeficiente de absorção sonora com uma banda de frequência selecionada e com os resultados obtidos foi feita a comparação teórica.

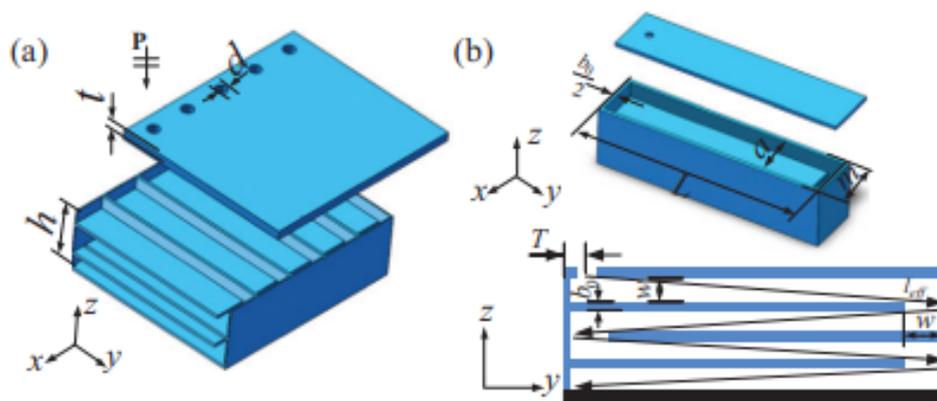


Figura 2: Modelo de metamaterial acústico
 Fonte: Figura adaptada de WANG et al., 2018.

Os parâmetros indicados no modelo de Wang da figura 2 são:

t = espessura do painel;

L = comprimento de uma única célula no eixo y ;

b_0 = espessura das paredes;

d = diâmetro da perfuração circular no painel;

h = espessura da cavidade de ar;

m = largura de uma única célula no eixo x ;

T = posição da perfuração ao longo do plano xy ;

w = altura da seção transversal do espaço enrolado;

a = largura da seção transversal do espaço enrolado.

4.1 Desenvolvimento analítico

Para se obter a análise esperada, precisa-se encontrar o coeficiente de absorção (α) e reflexão sonora (Rn) do modelo que representa o balanço entre a energia absorvida e incidente e é dado pela equação:

$$\alpha(\omega) = 1 - |Rn(\omega)|^2 \quad (1)$$

onde $Rn(\omega)$ é dado pela expressão:

$$Rn(\omega) = \frac{Zs(\omega) - Z_0}{Zs(\omega) + Z_0} \quad (2)$$

e a impedância do ar (Z_0) é o produto da densidade e da velocidade do som no ar ($\rho\sigma * c\sigma$).

Para o modelo escolhido, admite-se que as paredes são rígidas e sua impedância de superfície total será dada pelo somatório da impedância do painel micro perfurado e a impedância dos espaços enrolados dada pela equação:

$$Z_s = Z_p + Z_e \quad (3)$$

A impedância do painel micro perfurado (Z_p), segundo a teoria de Crandall (1926), é expressa pela equação final:

$$Z_p = \frac{j\omega\rho_0 t}{\Theta} \left[1 - \frac{2J_1(\gamma\sqrt{-j})}{(\gamma\sqrt{-j})J_0(\gamma\sqrt{-j})} \right]^{-1} + \frac{\sqrt{2}\eta\gamma}{\Theta d} + j \frac{0.85\omega\rho_0 d}{\Theta} \quad (4)$$

tendo $\gamma = d\sqrt{\rho_0\omega/4\eta}$ como a constante de perfuração e $\Theta = NAf/SO$ a porosidade onde N é o número de perfurações e Af a área da micro perfuração. J1 e J0 representam as funções de Bessel de primeira classe de ordem zero e um e podem ser reescritas com base em Maa (1987) a partir de uma aproximação como:

$$Z_p = Z_f + \frac{\sqrt{2}\eta\gamma}{\Theta d} + j \frac{0.85\omega\rho_0 d}{\Theta} \quad (5)$$

onde,

$$Z_f = \frac{32\eta t}{\Theta d^2} \sqrt{1 + \frac{\gamma^2}{32}} + \frac{j\omega\rho_0 t}{\Theta} \left(1 + \left[\sqrt{9 + \frac{\gamma^2}{2}} \right]^{-1} \right) \quad (6)$$

Reescrevendo, tem-se:

$$Z_p = \frac{32\eta t}{\theta d^2} \sqrt{1 + \frac{\gamma^2}{32}} + \frac{j\omega\rho_0 t}{\theta} \left(1 + \left[\sqrt{9 + \frac{\gamma^2}{2}} \right]^{-1} \right) + \frac{\sqrt{2}\eta\gamma}{\theta d} + j \frac{0.85\omega\rho_0 d}{\theta} \quad (7)$$

A impedância dos espaços enrolados (Z_e) é expressa por

$$Z_e = -j \frac{S_0}{S_i} Z_e^c \cot(keq * leff) \quad (8)$$

onde $S_0 = m * L$, $S_i = a * w$, $keq = \omega \sqrt{peq * Ceq}$ e $Z_e^c = \sqrt{peq/Ceq}$.

Keq representa a propagação efetiva constante no canal e Z_e^c a impedância característica.

Considerando a propagação da onda sonora em um canal estreito, peq e Ceq são funções obtidas através da teoria acústica visco-térmica e são representadas por:

$$peq = \rho_0 \frac{va^2 w^2}{4j\omega} \left[\sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\alpha_k^2 \beta_n^2 (\alpha_k^2 + \beta_n^2 + \frac{j\omega}{v}) \right]^{-1} \right]^{-1} \quad (9)$$

$$Ceq = \frac{1}{P_0} \left[1 - \frac{4j\omega(\gamma-1)}{v a^2 w^2} \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\alpha_k^2 \beta_n^2 (\alpha_k^2 + \beta_n^2 + \frac{j\omega\gamma}{v}) \right]^{-1} \right] \quad (10)$$

Nas equações 8, 9 e 10, tem-se ainda variáveis que não foram definidas. São elas: a , w , $leff$, α , β , v e v' e são determinadas pelas equações 11 a 14.

$$a = m - b_0 \quad (11)$$

$$w = [h - (n - 1)b_0]/n \quad (12)$$

$$leff = n * \sqrt{w^2 + (L - b_0)^2} \quad (13)$$

$$\alpha_k = (k + 1/2)\pi/a \quad (14)$$

$$\beta_n = (n + 1/2)\pi/w \quad (15)$$

$$v = \eta/\rho_0, \text{ onde } v \text{ representa a viscosidade cinemática do ar} \quad (16)$$

$$v' = k/\rho_0 C_v \quad (17)$$

Após definir todas as variáveis que envolvem a impedância dos espaços enrolados e a impedância do painel microperfurado, pode-se retornar na equação 3, e reescrevê-la da seguinte forma:

$$Z_s = \frac{32\eta t}{\theta d^2} \sqrt{1 + \frac{\gamma^2}{32}} + \frac{j\omega\rho_0 t}{\theta} \left(1 + \left[\sqrt{9 + \frac{\gamma^2}{2}} \right]^{-1} \right) + \frac{\sqrt{2}\eta\gamma}{\theta d} + j \frac{0.85\omega\rho_0 d}{\theta} - j \frac{S_0}{S_i} Z_e^c \cot(keq * leff) \quad (18)$$

Tendo a equação Z_s desenvolvida, foi necessário identificar e definir todas as suas variáveis e organizá-las de modo que facilite o entendimento do processo e a aplicação da sua solução. Os parâmetros dimensionais do modelo foram baseados a

partir do modelo de Wang e foram modificados de modo que os resultados possam ser comparados com as referências bibliográficas e analisados de forma efetiva e coerente. Esses parâmetros podem ser analisados na tabela 1.

Parâmetros selecionados	Valor
d [mm]	2.5
L [mm]	65
T [mm]	2.5
b_0 [mm]	1
h [mm]	20
t [mm]	2
m [mm]	19

Tabela 1: Parâmetros geométricos utilizados na análise das células individuais.

Fonte: autoria própria

O modelo estudado varia em três configurações diferentes conforme modifica-se o número dos espaços entrelaçados expresso por n que varia de 2 a 4 e representado pelas Figuras 3,4 e 5.

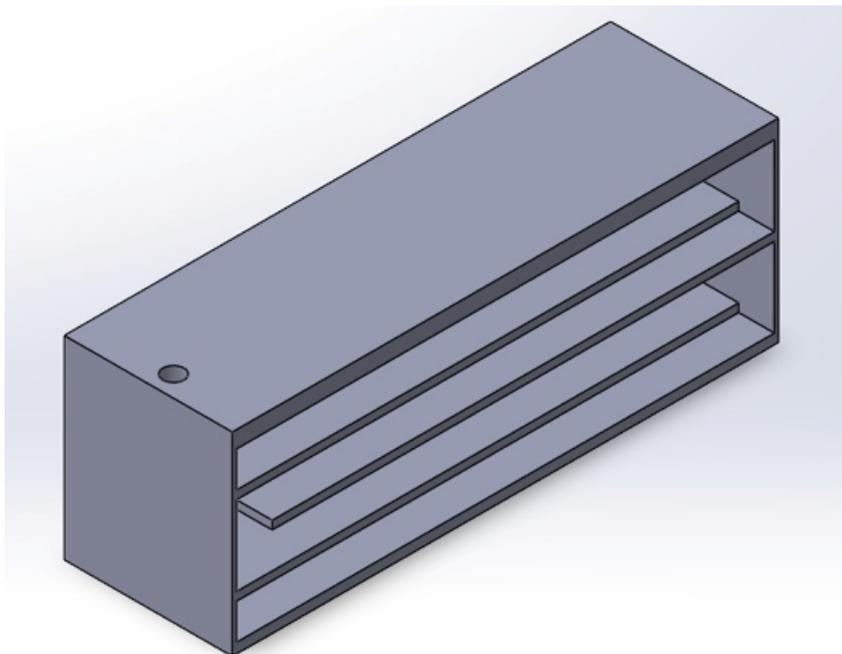


Figura 3: modelo do metamaterial estudado com 4 espaços entrelaçados.
fonte: autoria própria

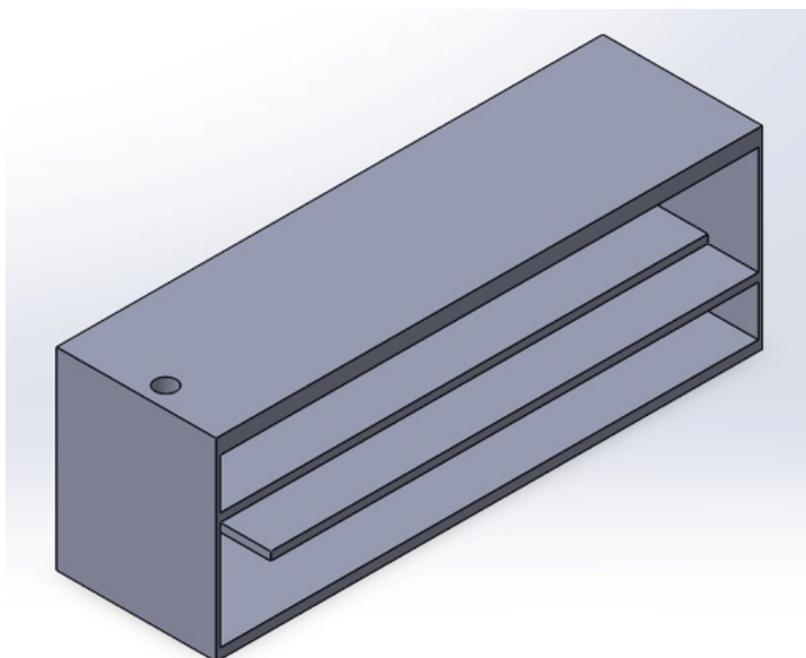


Figura 4: modelo do metamaterial estudado com 3 espaços entrelaçados.
fonte: autoria própria

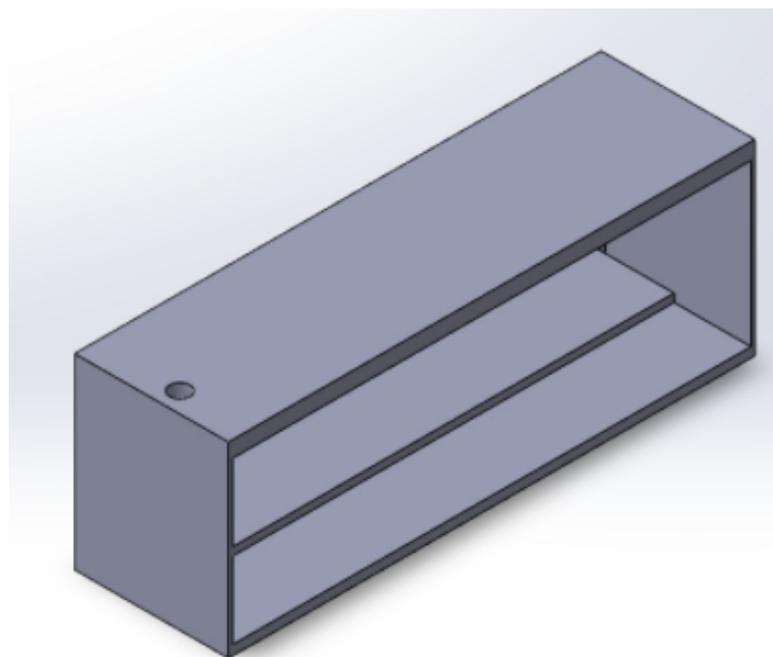


Figura 5: modelo do metamaterial estudado com 2 espaços entrelaçados.

fonte: autoria própria

As propriedades do ar utilizadas na análise foram as propriedades para a temperatura de 20 °C e pode ser observada na tabela 2.

Propriedades	Valores	Unidades
Densidade – ρ_0	1,21	[kg/m ³]
Pressão atmosférica – P_0	101320	[Pa]
Condutividade térmica – k	0,026	[W/mK]
Calor específico a volume constante - C_v	712,05	[J/kgK]
Razão entre capacidades térmicas – γ	1,41	[-]
Viscosidade dinâmica do ar - η	$1,84 \times 10^{-5}$	[Pa.s]

Tabela 2: Propriedades do ar para T = 20 °C utilizadas nas análises.

Fonte: Allard e Atalla (2009).

A temperatura de 20 °C usada nas análises, foi selecionada de forma que se aproxime das condições do ambiente de trabalho, porém, o modelo estudado permite que outras temperaturas sejam avaliadas.

A Velocidade angular ω varia conforme modifica-se a frequência. Neste trabalho, foi escolhida uma frequência variada de 100 a 500 Hz.

Com todas as variáveis definidas, foi possível resolver a equação 18 e, a partir disso, pode-se resolver a equação 1 que relaciona o coeficiente de absorção, os cálculos foram feitos a partir do programa Matlab, cujo código pode ser encontrado no anexo A.

5. Análise dos resultados

Após a escrita do código, foi necessário fazer testes para três valores diferentes de n (Número de espaços entrelaçados no modelo) para fins de verificação. Os resultados podem ser observados nas figuras 6, 7 e 8.

Observação pertinente: O coeficiente de absorção sonora é dado em porcentagem e seus valores variam de 0 a 1.

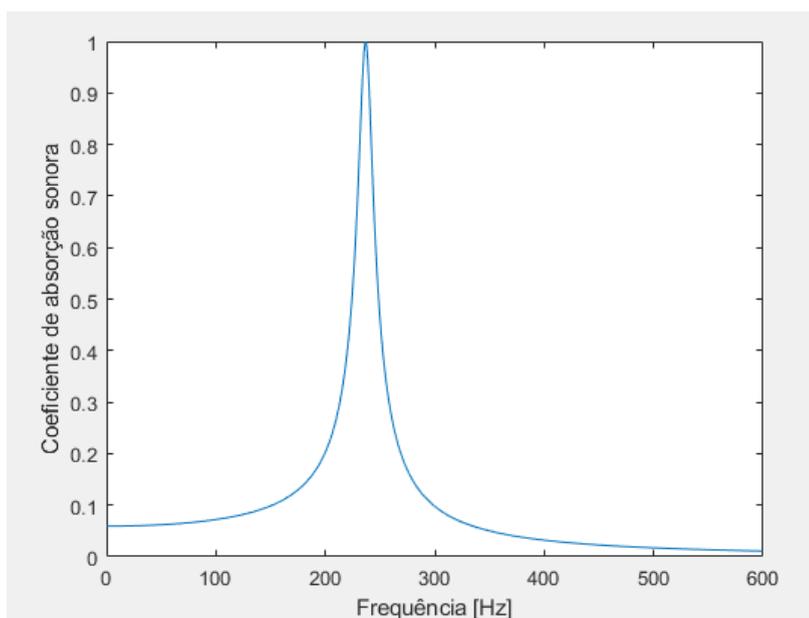


Figura 6: relação do coeficiente de absorção com a frequência para $n = 4$.

Fonte: autoria própria

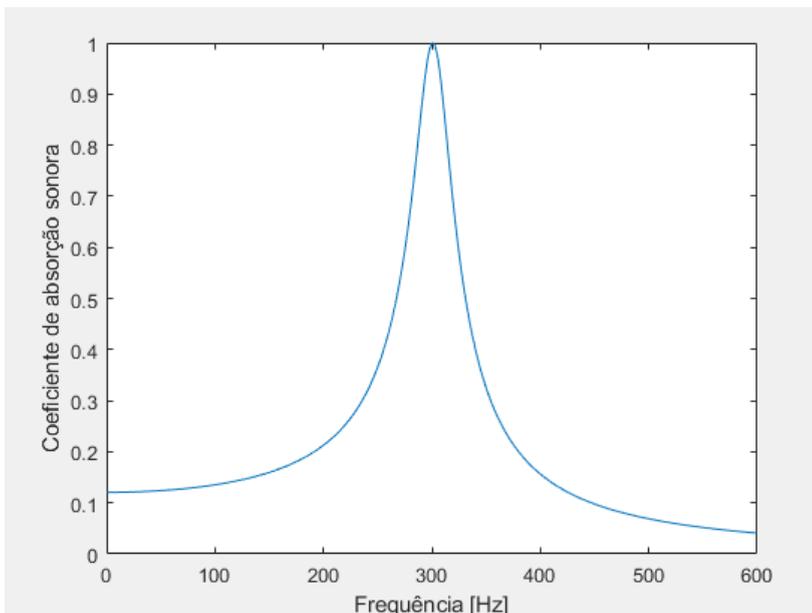


Figura 7: relação do coeficiente de absorção com a frequência para $n = 3$.

Fonte: autoria própria

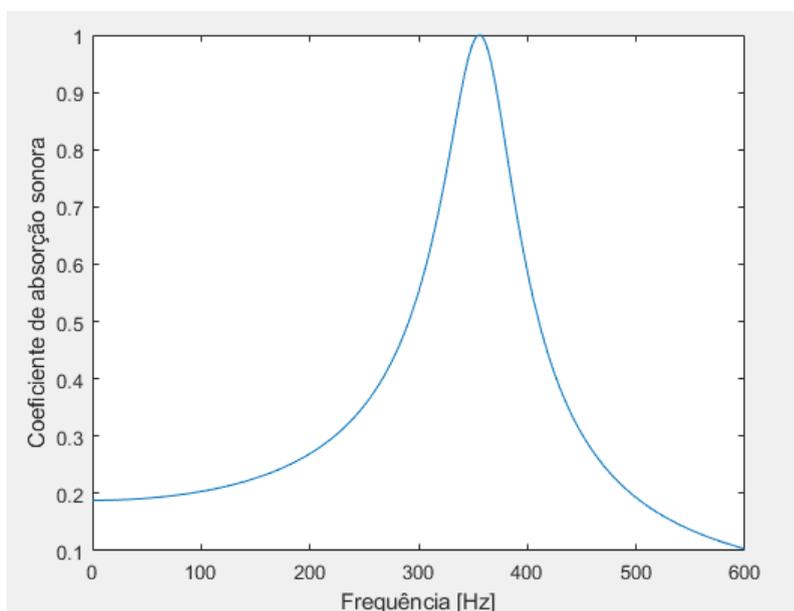


Figura 8: relação do coeficiente de absorção com a frequência para $n = 2$.

Fonte: autoria própria

Como mostrado nos gráficos das figuras 6, 7 e 8 que varia o índice de absorção sonora pela frequência determinada, pode-se observar que quanto maior o

número de espaços entrelaçados, no caso para $n = 4$, a absorção sonora foi mais eficiente para frequências menores, ou seja, para o modelo selecionado, o pico de eficiência de absorção sonora aconteceu em frequências menores quando se tem mais barreiras e um comprimento efetivo de propagação maior (l_{eff}).

Pode-se observar também que para um menor número de espaços entrelaçados o coeficiente de absorção (α) teve valores maiores para uma quantidade maior de frequências o que mudou conforme aumentou-se o mesmo parâmetro. Para $n = 4$, pode-se observar que a curva tende a ter um formato menos amplo onde o ápice do coeficiente de absorção sonora foi atingido na frequência 237 Hz e logo em seguida há uma queda mais rápida do coeficiente de absorção sonora conforme variou-se a frequência quando comparado com as curvas de $n = 3$ e $n = 2$. Isso mostra também, como o coeficiente de absorção pode ser ajustado por n que é o número de espaços entrelaçados no modelo. A frequência onde o coeficiente de absorção sonora atinge seu pico em cada simulação pode ser observada na tabela 3, que relaciona os resultados obtidos.

Número de espaços entrelaçados (n)	Frequência onde o coeficiente de absorção sonora (α) atinge seu pico (Hz)
2	359
3	302
4	237

Tabela 3: Dados encontrados a partir da análise das imagens 6, 7 e 8.

Fonte: autoria própria

No modelo de Wang, a relação de frequência por absorção sonora aconteceu de forma semelhante como é possível ver na Figura 9.

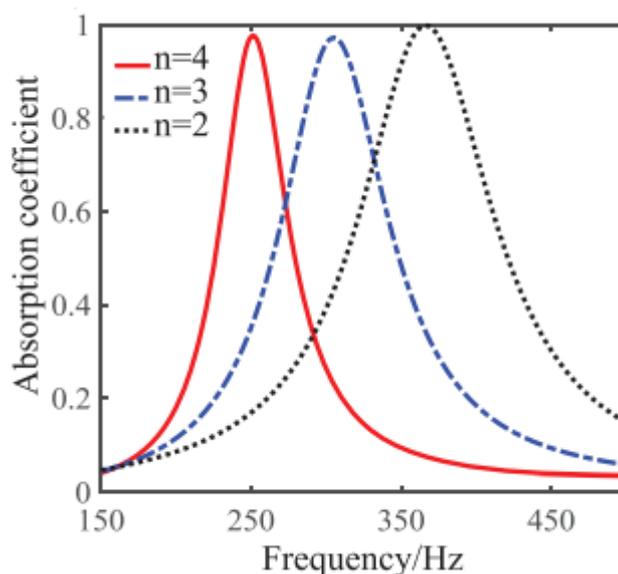


Figura 9: relação do coeficiente de absorção com a frequência encontrados por Wang

Fonte: WANG et al., 2018.

Analisando os resultados obtidos por Wang, pode-se observar que os picos de absorção estão localizados aproximadamente nas frequências 250 Hz, 310 Hz e 370 Hz para $n = 4, 3$ e 2 respectivamente, ou seja, o coeficiente de absorção sonora (α) atingiu seu pico em frequências mais baixas quando aumentou-se n . A largura de banda de frequência relativa também mudou de proporção conforme modificou-se n . No modelo analisado, para $n = 4, 3$ e 2 respectivamente as larguras de banda de frequência, para coeficientes de absorção maiores que $0,2$, foram de aproximadamente 55 Hz, 90 Hz e 110 Hz.

Esse efeito de redução da largura de banda e da redução da frequência (onde o coeficiente de absorção sonora (α) atingiu seu pico conforme aumentou-se n) está diretamente relacionado ao aumento do comprimento efetivo de propagação (L_{eff}) que matematicamente é definido pela equação 13 e tem n como um de seus principais parâmetros. Quanto maior n , maior o comprimento efetivo de propagação e conseqüentemente menor a frequência onde α é máximo.

Os resultados obtidos neste trabalho se assemelham aos de Wang, mostrando assim a confiabilidade do modelo, possibilitando modificações de parâmetros de forma que os resultados sejam coerentes e precisos.

6. conclusão

Os metamateriais são materiais sintéticos que apresentam ótima eficiência para absorção de ondas de baixas frequência, se caracterizando como uma ótima alternativa para outros tipos de controle de ruído, como os materiais porosos, devido a suas propriedades únicas.

Pode-se observar, a partir dos resultados obtidos, a mudança de comportamento dos parâmetros do gráfico, conforme alterou-se a geometria. Para o modelo no qual o número de espaços entrelaçados (n), foi igual a 2, a frequência onde o coeficiente de absorção sonora atingiu seu pico foi maior quando comparado ao modelo com $n=4$, o mesmo ocorreu para o tamanho da banda de frequência atingida que foi maior para $n=2$. Além disso, pode-se observar que quanto maior n , menor a banda de frequência. Isso ocorreu pois conforme mudou-se a geometria do modelo, ocorreu a mudança de dois principais fatores, o comprimento efetivo de propagação (L_{eff}) e a área de seção transversal do espaço enrolado (S_i), fatores atuam diretamente no comportamento do modelo.

Portanto, o modelo estudado demonstrou ser efetivo e confiável para absorção de ondas de baixas frequências, e a partir de mudanças de parâmetros como a geometria (no caso do projeto, mudança no número de espaços entrelaçados) ele pode ser otimizado para chegar em resultados desejados.

Propõe-se como continuidade para o projeto realizar modelagens computacionais para o estudo do comportamento dos metamateriais e a realização de experimentos com a finalidade de avaliar a eficiência da absorção sonora destes materiais. Outra proposta é repetir o experimento com diferentes modelos e geometrias abrindo assim mais possibilidades e aprofundado tal estudo.

7. Referências

- ALLARD, J. F.; ATALLA, N. Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials. 2ed. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2009. ISBN 978-0-470-74661-5.
- ARENAS, J. P.; CROCKER, M. J. Recent trends in porous sound-absorbing materials. *Sound & vibration*, v. 44, n. 7, p. 12-18, 2010.
- AUGER, N. et al. Environmental noise pollution and risk of preeclampsia. *Environmental Pollution*, v. 239, p. 599-606, 2018.
- BARRON, R. F. Industrial noise control and acoustics. CRC Press, 2002.
- BIANCHI, S.; CORSINI, A.; SHEARD, A. G. A critical review of passive noise control techniques in industrial fans. *Journal of engineering for gas turbines and power*, v. 136, n. 4, 2014.
- CAO, L. et al. Porous materials for sound absorption. *Composites Communications*, v. 10, p. 25-35, 2018.
- CRANDALL, J. B. Theory of vibrating systems and sound. D. Van Nostrand Company, New York, Appendix A, 1926.
- CUMMER, S. A.; CHRISTENSEN, Johan; ALÙ, Andrea. Controlling sound with acoustic metamaterials. *Nature Reviews Materials*, v. 1, n. 3, p. 1-13, 2016.
- DOUTRES, O. et al. Ironless transducer for measuring the mechanical properties of porous materials. *Review of Scientific Instruments*, v. 81, n. 5, p. 055101, 2010.
- EGAB, L.; WANG, X.; FARD, M. Acoustical characterisation of porous sound absorbing materials: a review. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, v. 10, n. 1-2, p. 129-149, 2014.
- EKICI, I.; BOUGDAH, H.. A review of research on environmental noise barriers. *Building Acoustics*, v. 10, n. 4, p. 289-323, 2003.
- ELLIOTT, S. J.; NELSON, P. A.. Active noise control. *IEEE signal processing magazine*, v. 10, n. 4, p. 12-35, 1993.
- ESFAHLANI, H.; LISSEK, H.; MOSIG, J. R. Generation of acoustic helical wavefronts using metasurfaces. *Physical Review B*, v. 95, n. 2, p. 024312, 2017.
- FELLAH, Z. E. A.; DEPOLLIER, C. Transient acoustic wave propagation in rigid porous media: A time-domain approach. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 107, n. 2, p. 683-688, 2000.

GAO, N. et al. Acoustic Metamaterials for Noise Reduction: A Review. *Advanced Materials Technologies*, p. 2100698, 2022

GOINES, L.; HAGLER, L. Noise pollution: a modern plague. *South Med J*, v. 100, n. 3, p. 287-94, 2007.

GUPTA, A. et al. Noise pollution and impact on children health. *The Indian Journal of Pediatrics*, v. 85, n. 4, p. 300-306, 2018.

KUMAR, S.; PUEH L., Heow. Recent advances in active acoustic metamaterials. *International Journal of Applied Mechanics*, v. 11, n. 08, p. 1950081, 2019.

KUO, S. M.; MORGAN, Dennis R. Active noise control: a tutorial review. *Proceedings of the IEEE*, v. 87, n. 6, p. 943-973, 1999.

MAA, D. Y. Micro-Perforated panel wideband absorbers. *Noise Control Engineering Journal*, v. 29, n. 3, p. 77 - 84, 1987.

MÜNDEL, T.; SØRENSEN, M.; DAIBER, A. Transportation noise pollution and cardiovascular disease. *Nature Reviews Cardiology*, v. 18, n. 9, p. 619-636, 2021.

NUNES, M. A. A. Utilização de Síntese Modal de Componentes e Particionamento Axial de Dutos para Controle dos Modos Acústicos de Alta Ordem. 2009. 222 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

PENDRY, J. B.; SCHURIG, David; SMITH, David R. Controlling electromagnetic fields. *science*, v. 312, n. 5781, p. 1780-1782, 2006.

SLABBEKOORN, H. Noise pollution. *Current Biology*, v. 29, n. 19, p. R957-R960, 2019.

STINSON, M. R. The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape. *The Journal of the Acoustical Society of America*, v. 89, n. 2, p. 550-558, 1991.

VESELAGO, V. G. The Electrodynamics of Substances with Simultaneously Negative Values of ϵ and μ . *Physics-Uspexhi*, v. 10, n. 4, p. 509-514, 1968.

YAO, Y. et al. Recent progresses on metamaterials for optical absorption and sensing: a review. *Journal of Physics D: Applied Physics*, v. 54, n. 11, p. 113002, 2021.

YANG, S. et al. Controlling macroscopic heat transfer with thermal metamaterials: theory, experiment and application. *Physics Reports*, v. 908, p. 1-65, 2021.

A anexo

Código desenvolvido no *Programa Matlab*:

```

clc;

%variaveis
d= 2.5;%mm, diametro da perfuracao circular do painel
t= 2; %mm, espessura do painel
h= 20; %mm, espessura da cavidade de ar
L= 65; %mm, comprimento de uma unica celula no eixo y
m= 19; %mm, largura de uma unica celula no eixo x
T= 2.5;%mm, posicao da perfuracao ao longo do plano xy
b0= 1; %mm, espessura das paredes;
n2= 4;%varia de 2 a 4, numero de espacos enrolados
w=(h-((n2-1)/b0))/n2; %mm, altura da secao transversal do espaco enrolado
a= 18; %mm, largura da secao transversal do espaco enrolado
f=(0:8000); %frequencia
W=2*pi*f; %velocidade angular
N= 1.84*10^(-5);%Pa.s, viscosidade dinamica do ar
p0= 1.21; %kg/m3, densidade do ar
P0= 101320; %Pa, pressao atmosferica
c0= 343.6; %velocidade do som no ar

k= 0.026; %[W/m*k] condutividade termica
Y= 1.41; %relacao de calor especifico
Cv=712.05; %[J/kg*k] calor especifico a volume constante
v2= k/(p0*Cv); %v linha = k/p0*Cv

v=N/p0; %viscosidade cinematica do ar

kf=10;
nf=10;
somat=0;
for kk=1:length(W)
    for k=0:kf
        for n=0:nf
            alfa=(k+1/2)*pi/a;
            beta=(n+1/2)*pi/w;
            aux=((alfa.^2).*(beta.^2)).*((alfa.^2)+(beta.^2)+1i.*W(kk)./v).^(-1);

aux2=((alfa.^2).*(beta.^2)).*((alfa.^2)+(beta.^2)+(1i.*W(kk).*Y)./(v2)).^(-1);
            somat=somat+aux;
            somat2=somat+aux2;
        end
    end
end
peq = p0.*(((v.*(a.^2)).*(w.^2))./(4.*1i.*W(kk))).*(somat.^(-1));

```

```
ceq = (1./P0)*(1-(4.*1i.*W(kk).*(Y-1))./(v2.*(a.^2).*(w.^2)).*somat2);
```

```
meq = W(kk).*sqrt(peq.*ceq);
```

```
zec = sqrt(peq./ceq);
```

```
s0 = m.*L;
```

```
si = a.*w;
```

```
Leff = n2*sqrt((w^2)+((L-b0)^2));
```

```
Nx= 1; %numero de perfuracoes
```

```
Af= (pi*d^2)/4; %area da microperfuracao
```

```
Fe = 1; %funcao FOK^32
```

```
O = Nx.*Af./s0;
```

```
R = d.*sqrt((p0.*W(kk))/(4.*N)); %N = viscosidade do ar
```

```
Zs(kk) =
((32.*N.*t)./(O.*(d.^2))).*(sqrt(1+(R.^2)./(32))))+(1i.*W(kk).*p0.*t)./(R).*(1+(sqrt(9+(R.^2)
)./2)).^(-1)) + (sqrt(2).*N.*R)./(O.*d) +...
(1i.*0.85.*W(kk).*p0.*d)./(R.*Fe)- 1i.*(s0./si).*zec.*cot(meq.*Leff);
```

```
end
```

```
Z0=p0*c0;
```

```
RN= (Zs-Z0)./(Zs+Z0);
```

```
coef = 1 - ((abs(RN).^2));
```

```
realZs=real(Zs);
```

```
imagZs=imag(Zs);
```

```
ModZs = sqrt(realZs.^2+imagZs.^2);
```

```
plot(f,coef)
```