UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Relatório de Pós-Doutorado

Desenvolvimento de Metamateriais Programáveis para Isolamento de Vibração e Ruídos em Painéis Aeronáuticos

Autor: Dr. Fabio Mazzariol Santiciolli
Supervisor: Prof. Dr. Paulo José Paupitz Gonçalves

Campus de Bauru
2024

Resumo

O controle de vibrações é um problema notável na engenharia, tendo o desenvolvimento de metamateriais como foco atual e promissor. Este estágio de pós-doutorado buscou colaborar com a área, propondo soluções para o controle de vibrações em metaestruturas por meio da aplicação de neutralizadores de vibração tipo arco, considerando-se o desvio de frequências naturais oriundo da manufatura. Inicialmente, foi feita uma revisão bibliográfica a respeito deste tipo de neutralizador e sobre estratégias de organização de metaestruturas em desordem. Na sequência foram propostos modelos matemáticos para o neutralizador tipo arco e foram manufaturadas amostras. O desempenho dos modelos foram comparados ao desempenho das amostradas, apontando boa correlação. A partir destes dados, metaestruturas foram modeladas e construídas (considerando estratégias de organização documentadas na literatura) também apresentado resultados correlacionáveis. Ao final, conclui-se sobre a as vantagens e desvantagens de cada estratégia de organização dos neutralizadores empregada nos demonstradores concebidos. Este relatório científico se encerra documentando as orientações sob responsabilidade do estagiário de pós-doutorado, as disciplinas que ministrou parcialmente em conjunto com o supervisor, bem como os comentários do supervisor sobre a pesquisa.

Palavras-chave: metamateriais; modelagem; neutralizador; vibrações.

Sumário

1 Introdução **4**

2 Objetivos **7**

3 Materiais e Métodos **7**

3.1 Modelo 1: Elementos de Arco e Viga 7

3.2 Modelo 2: Elementos Finitos 11

3.3 Modelo 3: Elementos Espectrais 11

3.4 Amostras Manufaturadas 11

3.5 Estratégia de Organização 12

4 Resultados **13**

4.1 Análise dos Neutralizadores 13

4.1.1 Frequência Natural do Primeiro Modo Vertical 13

4.1.2 Resultados das Simulações e dos Experimentos 14

4.2 Análise da Metaestrutura 14

4.2.1 Simulações com a Metaestrutura 14

4.2.2 Experimentos com a Metaestrutura 15

5 Discussão **16**

6 Orientações **17**

7 Disciplinas Ministradas **17**

8 Comentários do Supervisor **17**

Referências Bibliográficas **18**

Apêndice A **20**

1 Introdução

A engenharia moderna tem propiciado a concepção de estruturas otimizadas, com grande êxito na minimização de massa, volume e, consequentemente, custos, representando um triunfo projetual e tecnológico. Por outro lado, estruturas com estas características comumente apresentam problemas de desempenho quando à atenuação de vibração e ruído. Nesse contexto, os metamateriais se apresentam como soluções promissoras. Os metamateriais são formados ao acrescentarem-se subestruturas celulares ínfimas às estruturas principais, interferindo o mínimo possível na massa e no volume da estrutura resultante que pode ser tratada como um novo material com propriedades dinâmicas a serem exploradas [1].

Um metamaterial acústico, na literatura, por vezes se refere a um material localmente ressonante, enquanto outras vezes inclui cristais fonônicos com espalhamento de Bragg [2]. O produto de um metamaterial acústico é a formação de bandas de atenuação. Um grande desafio acadêmico é propor metamateriais com bandas de atenuação mais largas, especificamente em baixas frequências [3].

Quanto ao padrão de organização, os ressonadores podem ser associados às estruturas hospedeiras em ordem ou em desordem. Especificamente, a distribuição espacial dos ressonadores pode ser periódica ou não periódica. Quanto à frequência natural, os ressonadores são classificados como homogêneos quando ajustados com as mesmas frequências naturais e heterogêneos quando sintonizados para frequências naturais diferentes. A desordem altera significativamente as bandas de atenuação, pode ser introduzida ocasionalmente devido variações oriundas dos processos de manufatura dos metamateriais, mas também pode ser provocada intencionalmente na fase projetual [4, 5].

Zhang et al. [6] demonstraram que a atenuação de vibrações em estruturas dotadas de conjuntos de atuadores piezoelétricos pode ser melhorada em heterogeneidade, especificamente sintonizando-se as frequências naturais destes atuadores para valores distintos e vizinhos. Para isso, foi concebido um demonstrador constituído por uma viga dotada de atuadores piezoelétricos, distribuídos não periodicamente de forma randômica, avaliado experimentalmente nos cenários de homogeneidade e heterogeneidade.

Celli et al. [7] estudaram experimentalmente os efeitos da heterogeneidade de ressonadores sobre a banda de atenuação de uma estrutura hospedeira no formato de placa. Comparando-se a estrutura em homogeneidade a dois casos de aplicação de ressonadores heterogêneos em gradientes de sintonia de frequência natural, obteve-se o alargamento da banda de atenuação, acompanhado de redução da transmissibilidade. Já, observando-se um caso com ressonadores sintonizados randomicamente, obteve-se um maior alargamento, mas com aumento da transmissibilidade.

Fabro et al. [5] estudaram os efeitos da variação suave de propriedades de material e de randomização espacial sobre o desempenho de metamateriais compostos por viga dotada de ressonadores. Considerando variações determinísticas e estocásticas das rigidezes dos ressonadores,

foram notados efeitos de diminuição de transmissibilidade acompanhada do alargamento da banda de atenuação.

Em outro trabalho, Fabro et al. [8] afirmam que um desvio do projeto periódico típico, por meio de abordagens quase-periódicas, é capaz de melhorar significativamente o desempenho dinâmico dos metamateriais, alargando a banda de atenuação. Os autores notam que uma combinação de um perfil de gradiente com algum nível de desordem tende a proporcionar uma melhor atenuação de vibração. Para estes estudos, foi modelado um metamaterial com vibrações flexurais e ressonadores periodicamente espaçados. A desordem correlacionada foi introduzida por meio das massas dos ressonadores (e suas resultantes sintonias), calculadas em função da expansão de Karhunen-Loève, que descreve campos randômicos. Observou-se, também, que esta estratégia de projeto de metamateriais reduz os efeitos dos modos nas bordas da banda de atenuação. Ao final, os autores sugerem que há um evidente vínculo com estruturas inteligentes, dotadas de atuadores piezoelétricos ou ressonadores SMA, uma vez que a sintonia randomizada de cada ressonador pode ser facilmente ajustada em tempo real.

Thomes, Mosquera-Sánchez e De Marqui [9] desenvolveram um processo de otimização, por meio de algorítimo genético, para governar a desordem em um metamaterial com ressonadores locais piezoelétricos a fim de alargar a banda de atenuação. Como objeto de estudo, adotou-se uma viga fina bimorfa livre-livre, sujeita a excitação harmônica e modelada por elementos finitos eletromecanicamente acoplados, com cada célula unitária conectada a um circuito ressonante. Foram estudados dois casos de otimização envolvendo periodicidade, não periodicidade, heterogeneidade e homogeneidade. No primeiro caso, o algoritmo tinha como objetivo maximizar a largura da banda de atenuação em um ponto específico da viga. Para isso, utilizou-se como função de objetivo uma única FRF definida pela razão entre o deslocamento transversal de uma extremidade da viga e a excitação aplicada à outra extremidade da viga. No segundo caso, foram abordadas várias FRFs ao longo de toda a viga como funções de objetivo. Desta maneira, foi possível evitar localização de energia de vibração simultaneamente à redução de transmissibilidade por meio da aplicação ótima de desordem.

Quando um ressonador local é composto por um elemento de rigidez e um elemento de massa e tem sua frequência natural sintonizada para controlar vibrações em uma frequência alvo em um sistema harmonicamente forçado, pode ser denominado "neutralizador" [10]. Li et al. [11] propuseram uma estratégia prática de organização para sintonizar metamateriais com desvios na frequência natural dos neutralizadores. Eles apontaram e demonstraram que, para melhor desempenho de atenuação, o neutralizador com menor desvio da frequência alvo deve ser colocado na célula unitária mais próxima da fonte de excitação. Para o critério de desempenho de atenuação, os autores propuseram a "resposta espacial máxima média na frequência". Considerando uma população de metamateriais composta por permutações de neutralizadores com desvios, a distribuição de

desempenho da população ordenada aproximou-se do desempenho do metamaterial ordenado ideal.

Neste projeto de pesquisa de pós-doutorado, observaram-se os efeitos dos desvios de fabricação de neutralizadores no desempenho de atenuação de uma metaestrutura heterogênea resultante. Para isso, contribuiu-se sobre as estratégias de organização de Li et al. [11] e sobre o neutralizador com aplicações aeronáuticas proposto por Pires et al. [12].

Pires et al. [12] projetou um interessante neutralizador para atenuação de vibrações em painéis aeronáuticos. Sua estrutura é fina e simétrica; a partir da base ascendem de cada lado vigas curvas e retas, unindo-se a um anel central para fixação da massa de sintonia do neutralizador. Sua base pode ser anexada à estrutura hospedeira. A frequência natural do neutralizador resulta de sua forma, material e massa de sintonia, portanto pode ser parametrizada geometricamente (por $dim_{1,2,3,4}$) e adequadamente projetada para uma frequência alvo. Esse neutralizador pode ser fabricado por manufatura aditiva ou corte a laser, portanto é passível de customização.

Pires et al. [12] modelaram numericamente este neutralizador tipo arco aplicado a um painel aeronáutico e verificaram experimentalmente a ocorrência de bandas de atenuação em torno de uma frequência alvo. Tal solução é promissora e permanecem abertas oportunidades de pesquisa sobre modelagem mecânica e sobre desordem da metaestrutura. Neste estágio de pós-doutorado, propuseram-se modelos adicionais do neutralizador tipo arco (por meio de modelagem analítica simplificada, método dos elementos finitos e método dos elementos espectrais) e incluiu-se desordem considerando erros de fabricação que implicam em desvios nas frequências naturais das amostras de neutralizadores. Além disso, os neutralizadores foram aplicados em uma metaestrutura e derivou-se de Li et al. [11] uma estratégia de organização para selecionar e organizar os neutralizadores heterogêneos com foco na atenuação de vibrações. Por fim, foi possível concluir sobre o desempenho e o comportamento da metaestrutura resultante considerando a heterogeneidade.

O restante do presente documento segue os "Objetivos". Na sequência, encontram-se seções sobre "Materiais e Métodos", contendo os modelos matemáticos autorais propostos para o neutralizador, além da descrição da manufatura dos neutralizadores e das estratégias de organização dos neutralizadores na metaestrutura. Na seção "Resultados", os modelos propostos são analisados perante experimentos conduzidos sobre as amostras, sendo as metaestruturas resultantes avaliadas experimentalmente e numericamente. Completando o documento, apresentam-se as "Discussões", as "Orientações", as "Disciplinas Ministradas", os "Comentários do Supervisor" e o "Apêndice A". Este documento é uma versão reduzida, com a supressão de figuras, para proteção de direitos autorais de publicações resultantes da pesquisa.

2 Objetivos

O objetivo deste projeto foi observar-se os efeitos dos desvios de fabricação de neutralizadores no desempenho de atenuação de uma metaestrutura heterogênea resultante. Para isso, cumpriram-se os seguintes objetivos específicos:

- modelar o neutralizador tipo arco com aplicações aeronáuticas proposto por Pires et al. [12];
- manufaturar amostras dos neutralizadores;
- propor arranjos de metaestrutura heterogênea com base em Li et al. [11];
- avaliar experimentalmente e numericamente a atenuação de vibrações nas metaestruturas propostas.

3 Materiais e Métodos

Esta seção apresenta o desenvolvimento de três modelos distintos de neutralizador. O primeiro, denominado Modelo 1, é o mais simples, cuja rigidez é representada por uma viga curva em série com uma viga reta. O segundo modelo (Modelo 2) é baseado em elementos finitos implementados por meio do software livre CalculiX. Por último, o terceiro modelo (Modelo 3) utiliza o método dos elementos espectrais. Uma discussão mais aprofundada sobre as especificidades da modelagem é desenvolvida nas seções subsequentes. Também são apresentados os materiais e métodos para manufatura das amostras físicas e as estratégias para organização dos neutralizadores com desvios sobre uma metaestrutura heterogênea.

3.1 Modelo 1: Elementos de Arco e Viga

Palaninathan and Chandrasekharan [13] introduziu a rigidez de elementos de viga curva 3D, baseada no teorema de Castigliano e válida para seções transversais grossas e finas. De acordo com este modelo, existem 6 graus de liberdade em cada extremidade. Três deles são translacionais (u_1, u_2, u_3 e u_7, u_8, u_9) e os outros três são rotacionais (u_4, u_5, u_6 e u_{10}, u_{11}, u_{12}). O ângulo ϕ_o define a extensão do arco entre os nós I e J, enquanto ϕ coordena o ponto P ao longo da linha centroidal com raio constante R. Forças e/ou momentos s_i podem ser aplicados no grau de liberdade u_i, assim como forças e momentos internos s_i' ocorrem em P; é possível expressá-los em termos de cargas em

I:

$$\begin{cases} s_1' = s_1\cos\phi - s_2\sin\phi \\ s_2' = s_1\sin\phi + s_2\cos\phi \\ s_3' = s_3 \\ s_4' = s_4\cos\phi - s_5\sin\phi - s_3R(1-\cos\phi) \\ s_5' = s_4\sin\phi + s_5\cos\phi + s_3R\sin\phi \\ s_6' = s_6 - s_1R(1-\cos\phi) - s_2R\sin\phi \end{cases} \tag{1}$$

A partir da Eq. 1 é possível obter a energia de deformação U:

$$U = \frac{R}{2}\int_0^{\phi_o}\left[\frac{(s_1')^2}{EA} + \frac{K_2(s_2')^2}{GA} + \frac{K_3(s_3')^2}{GA} + \frac{(s_4')^2}{GI_1} + \frac{(s_5')^2}{EI_2} + \frac{(s_6')^2}{EI_3}\right]d\phi \tag{2}$$

onde E é o módulo de Young, G é o módulo de cisalhamento, A é a área da seção transversal, K_2 e K_3 são constantes de cisalhamento transversais, I_1 é o segundo momento polar de área, e I_2 e I_3 são os segundos momentos da área.

As deformações podem ser encontradas aplicando o teorema de Castigliano:

$$u_i = \frac{\delta U}{\delta s_i} \tag{3}$$

Após alguma álgebra nas Eqs. 1, 2 e 3, é possível definir:

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \\ u_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a^{(1,1)} & a^{(1,2)} & 0 & 0 & 0 & a^{(1,6)} \\ a^{(1,2)} & a^{(2,2)} & 0 & 0 & 0 & a^{(2,6)} \\ 0 & 0 & a^{(3,3)} & a^{(3,4)} & a^{(3,5)} & 0 \\ 0 & 0 & a^{(3,4)} & a^{(4,4)} & a^{(4,5)} & 0 \\ 0 & 0 & a^{(3,5)} & a^{(4,5)} & a^{(5,5)} & 0 \\ a^{(1,6)} & a^{(2,6)} & 0 & 0 & 0 & a^{(6,6)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} s_1 \\ s_2 \\ s_3 \\ s_4 \\ s_5 \\ s_6 \end{Bmatrix} \tag{4}$$

Para representar os arcos na estrutura do neutralizador, deve-se restringir J e os graus de liberdade fora do plano. Assim, u_2 e u_6 permanecem livres e estão relacionados a s_2 e s_6 por:

$$\begin{Bmatrix} u_2 \\ u_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a^{(2,2)} & a^{(2,6)} \\ a^{(2,6)} & a^{(6,6)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} s_2 \\ s_6 \end{Bmatrix} \tag{5}$$

com:

$$a^{(2,2)} = \frac{R\left(\phi_o - \frac{\sin(2\phi_o)}{2}\right)}{2EA} + \frac{K_2R\left(\phi_o + \frac{\sin(2\phi_o)}{2}\right)}{2GA} + \frac{R^3\left(\phi_o - \frac{\sin(2\phi_o)}{2}\right)}{2EI_3} \tag{6}$$

$$a^{(2,6)} = \frac{R^2\left(\cos\phi_o - 1\right)}{EI_3} \tag{7}$$

$$a^{(6,6)} = \frac{R\phi_o}{EI_3} \tag{8}$$

A Eq. 5 pode ser escrita de forma compacta como:

$$\mathbf{u} = \mathbf{A}\mathbf{s} \tag{9}$$

É possível definir $\mathbf{s}$ como um produto da matriz de rigidez da viga curva $\mathbf{K}_{arch}$ e $\mathbf{u}$, invertendo $\mathbf{A}$, tal que $\mathbf{K}_{arch} = \mathbf{A}^{-1}$.

Para a viga reta, pode ser utilizado o elemento de viga Euler-Bernoulli. O elemento de viga é definido entre os pontos A e B, com comprimento L, segundo momento de área I e módulo de Young E. Possui dois graus de liberdade em cada extremidade, um translacional e um rotacional, respectivamente $y1$ e θ_1 em A, e $y2$ e θ_2 em B.

As deformações em cada grau de liberdade, bem como as forças (F_1 e F_2) e momentos (M_1 e M_2) aplicados são correlacionados entre si por meio de uma matriz de rigidez da viga $\mathbf{K}_{beam}$, com:

$$\mathbf{K}_{beam} = \frac{EI}{L^3}\begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \tag{10}$$

O neutralizador tipo arco pode ser observado como uma entidade simétrica fixada na base. É composto por arcos e vigas que encontram um anel que incorpora uma massa de sintonia concentrada (contabilizada a partir de pesos discretos, ou seja, parafusos, porcas e arruelas).

Devido à simetria e à hipótese de que apenas os modos transversais ao plano da base são úteis para a aplicação, é possível reduzir o modelo à metade do neutralizador, cortando-o pelo plano de simetria. Ao fazer isso, é colocado um rolete no nó interceptado pelo plano de corte, permitindo o deslocamento nodal ao longo de y_1 e restringindo qualquer rotação. Metade da massa de sintonia e metade da massa do anel estão ligadas a este nó. Essa massa adicional está ligada à base por meio da viga e do arco. O nó entre a viga e o arco apresenta um DOF translacional $y_2 = u_2$ e um DOF rotacional $\theta_2 = u_6$.

A matriz de rigidez do meio neutralizador $\mathbf{K}_{HN}$ pode ser montada considerando a rigidez do elemento de viga de Euler-Bernoulli com θ_1 fixo, bem como a rigidez do elemento de arco com nó J

fixo:

$$\mathbf{K}_{HN} = \begin{bmatrix} K_{beam}^{(1,1)} & K_{beam}^{(1,3)} & K_{beam}^{(1,4)} \\ K_{beam}^{(3,1)} & K_{beam}^{(3,3)} + K_{arch}^{(1,1)} & K_{beam}^{(3,4)} + K_{arch}^{(1,2)} \\ K_{beam}^{(4,1)} & K_{beam}^{(4,3)} + K_{arch}^{(2,1)} & K_{beam}^{(4,4)} + K_{arch}^{(2,2)} \end{bmatrix} \tag{11}$$

θ_2 não é observado nem imposto. Assim, $\mathbf{K}_{HN}$ pode ser redefinido:

$$\mathbf{K}_{HN} = \begin{bmatrix} K_{beam}^{(1,1)} - \dfrac{K_{beam}^{(1,4)\,2}}{K_{arch}^{(2,2)} + K_{beam}^{(4,4)}} & K_{beam}^{(1,3)} - \dfrac{K_{beam}^{(1,4)} \left(K_{arch}^{(1,2)} + K_{beam}^{(3,4)} \right)}{K_{arch}^{(2,2)} + K_{beam}^{(4,4)}} \\ K_{beam}^{(1,3)} - \dfrac{K_{beam}^{(1,4)} \left(K_{arch}^{(1,2)} + K_{beam}^{(3,4)} \right)}{K_{arch}^{(2,2)} + K_{beam}^{(4,4)}} & K_{arch}^{(1,1)} + K_{beam}^{(3,3)} - \dfrac{(K_{arch}^{(1,2)} + K_{beam}^{(3,4)})^2}{K_{arch}^{(2,2)} + K_{beam}^{(4,4)}} \end{bmatrix} \tag{12}$$

$$\mathbf{K}_{HN} = \begin{bmatrix} K_{HN}^{(1,1)} & K_{HN}^{(1,2)} \\ K_{HN}^{(1,2)} & K_{HN}^{(2,2)} \end{bmatrix} \tag{13}$$

Considerando pequenos deslocamentos e, portanto, desprezando as deformações de cisalhamento, os elementos de $\mathbf{K}_{HN}$ na Eq. 13 podem ser expandidos a partir das Eqs. 6, 7, 8, and 10, observando a viga e o arco com a mesma seção transversal:

$$K_{HN}^{(1,1)} = 6\frac{EI}{L^3} \frac{AR^3\pi^2 - 8AR^3 + 2\pi IL + IR\pi^2 + 2\pi ALR^2}{2AR^3\pi^2 - 16AR^3 + \pi IL + 2IR\pi^2 + \pi ALR^2} \tag{14}$$

$$K_{HN}^{(1,2)} = -6\frac{EI}{L^3} \frac{AR^3\pi^2 - 8AR^3 + 2\pi IL + 4AL^2R + IR\pi^2 + 2\pi ALR^2}{2AR^3\pi^2 - 16AR^3 + \pi IL + 2IR\pi^2 + \pi ALR^2} \tag{15}$$

$$K_{HN}^{(2,2)} = 2\frac{EI}{L^3} \frac{2AL^4 - 24AR^4 + 3AR^4\pi^2 + 3IR^2\pi^2 + 24AL^2R^2 + 6\pi ILR + 6\pi ALR^3 + 4\pi AL^3R}{2AR^4\pi^2 - 16AR^4 + \pi ILR + 2IR^2\pi^2 + \pi ALR^3} \tag{16}$$

A matriz de massa de meio neutralizador $\mathbf{M}_{HN}$ obtida de maneira simples. Em y_1, é aplicada metade da massa de sintonia m_c, metade da massa do anel m_r e metade da massa da viga m_b; por outro lado, em y_2 aplica-se a outra metade da massa da viga e metade da massa do arco (m_a):

$$\mathbf{M}_{HN} = \begin{bmatrix} (m_c + m_r + m_b)/2 & 0 \\ 0 & (m_b + m_a)/2 \end{bmatrix} \tag{17}$$

Como estão definidas as matrizes de rigidez e massa de meio neutralizador, é possível estabelecer a equação do movimento sem forças externas.

$$\mathbf{M}_{HN} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \mathbf{K}_{HN} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{18}$$

3.2 Modelo 2: Elementos Finitos

GMSH e Calculix são usados para construir um modelo de elementos finitos do neutralizador tipo arco. Primeiramente, no GMSH, os parâmetros geométricos são definidos e uma malha de elementos tetraédricos de dez nós (C3D10) é gerada. Elementos rígidos são empregados para conectar a massa de sintonia ao longo de toda a face interna do anel neutralizador. As condições de contorno são adicionadas fixando a base do neutralizador e os graus de liberdade fora do plano; além disso, em relação aos graus de liberdade no plano, a massa de sintonia só pode transladar ao longo do eixo ortogonal ao plano base, portanto, apenas os modos de interesse são calculados.

3.3 Modelo 3: Elementos Espectrais

Os arcos podem ser modelados por elementos espectrais combinando a dinâmica de vigas de Timoshenko e barras. Bozyigit et al. [14] afirma que, ao usar 15 segmentos de tais elementos, o erro máximo das frequências do primeiro ao quinto modo acontece apenas no último e é de $0,65\%$ em comparação com o solução exata. Assim, o meio neutralizador é montado com 16 elementos: 1 elemento liga metade da massa de sintonia ao arco de 15 elementos. As restrições são as mesmas descritas para o Modelo 1. Para compor a matriz de rigidez dinâmica dos elementos espectrais, utilizou-se a Teoria dos Elementos Espectrais de Viga de Timoshenko de Lee [15] e a Teoria dos Elementos Espectrais de Barras de Lee [16].

3.4 Amostras Manufaturadas

Quatro tipos de neutralizadores foram projetados e denominados A, B, C e D. Os valores nominais das dimensões controladas $dim_{1,2,3,4}$ estão listados na Tab. 1. Um total de dez amostras de cada tipo de neutralizador foram fabricadas utilizando material Polimetil Metacrilato (PMMA) por uma máquina de corte a laser. Devido ao processo de fabricação, variações nas dimensões controladas foram observadas e documentadas nas Tabelas 1 a 4 do Apêndice A.

Tabela 1: Valores nominais das dimensões controladas do neutralizador

Tipo de Neutralizador	dim1[mm]	dim2[mm]	dim3[mm]	dim4[mm]
A	59.69	49.74	1.76	5.19
B	60.09	45.69	1.74	5.04
C	59.53	26.98	1.77	5.45
D	60.04	9.65	1.77	5.05

3.5 Estratégia de Organização

Para estabelecer uma estratégia de classificação para neutralizadores heterogêneos, Li et al. [11] propôs inicialmente um critério de desempenho para a atenuação que leva em consideração o deslocamento médio máximo ao longo do viga dentro da banda de atenuação. Foi denominada "resposta espacial máxima média na frequência" $\bar{\beta}$. Para calculá-lo é necessário encontrar, para a estrutura ordenada e para cada frequência, a amplitude da resposta harmônica $\tilde{U}_o(x, f)$ ao longo do viga ($0 \leq x \leq L$). Da mesma forma, $\tilde{U}_d(x, f)$ pode ser encontrado para a estrutura desordenada. Assim, a resposta espacialmente máxima $\beta(f)$ é:

$$\beta(f) = \frac{\max_{0 \leq x \leq L} \tilde{U}_d(x, f)}{\max_{0 \leq x \leq L} \tilde{U}_o(x, f)} \tag{19}$$

A média de β calculada dentro das frequências de borda da banda de atenuação, resultando em $\bar{\beta}$. Se B_a e B_b são as frequências de borda mais baixa e mais alta da banda de atenuação e f_a e f_b são escolhidos arbitrariamente considerando $B_a \leq fa < fb \leq B_b$, tem-se:

$$\bar{\beta}(f_a, f_b) = \frac{1}{f_b - f_a} \int_{f_a}^{f_b} \beta(f)\, df \tag{20}$$

Uma metaestrutura homogênea apresenta um desempenho de $\bar{\beta} = 1$. Se considerarmos uma população de metaestruturas compostas por amostras neutralizadoras aleatoriamente heterogêneas, uma distribuição de desempenho se espalhará em torno do desempenho homogêneo da metaestrutura, e o formato da distribuição se aproximará de uma distribuição unimodal. Li et al. [11] demonstram que é possível tornar esta distribuição mais estreita ordenando os neutralizadores. Esta estratégia de classificação consiste em colocar o neutralizador que menos se desvia da frequência alvo na célula unitária mais próxima da fonte de excitação. Por outro lado, se adotarmos uma estratégia contrária, colocando o neutralizador mais desviado na célula unitária mais próxima da excitação, a distribuição de desempenho se espalha e tende a ter a forma de uma distribuição bimodal.

O comportamento de distribuição de desempenho descrito por Li et al. [11] foi reproduzido pelos autores. Uma viga quadrada oca de alumínio (propriedades listadas em Table 4 and 2) foi modelada em MATLAB usando SEM, considerando elementos de Euler-Benoulli e condições de contorno livre-livre. Seu comprimento total L é 2 m, portanto cada célula unitária tem 400 mm de comprimento.

Para atenuar a primeira frequência natural desta viga, em 65,6 Hz, foi selecionado o neutralizador tipo arco A, com massa de sintonia igual a 26,1 g. Ao aplicar os desvios dimensionais medidos e a massa de sintonia ao Modelo 3 do neutralizador tipo arco A, as frequências naturais de cada amostra de neutralizador puderam ser calculadas e compiladas na Tabela 3.

Considerando 10 amostras neutralizadoras modeladas e uma viga com 5 células unitárias, é

Tabela 2: Propriedades geométricas da viga de seção transversal quadrada oca

Property	Value
Espessura da parede	1,15 mm
Largura da seção transversal	37,60 mm
Área da seção transversal	167,67 mm^2
Segundo momento de área	37 165 mm^4
Comprimento total	2 m

Tabela 3: Frequência natural das amostras de neutralizadores tipo A de acordo com o Modelo 3

Número da Amostra	# 1	# 2	# 3	# 4	# 5	# 6	# 7	# 8	# 9	# 10	Ordem
Frequência natural [Hz]	63.8	61.9	69.0	69.4	67.1	70.7	69.6	69.0	64.4	62.0	66.6

possível obter a permutação de 10 tomada 5 a 5 (igual a 30240) diferentes amostras de metaestruturas heterogêneas a partir das amostras de neutralizadores modeladas. A força de excitação transversal foi colocada em $x = 0$. Após obter a distribuição de desempenho não ordenada, a estratégia de organização foi aplicada, resultando na distribuição de desempenho ordenada. É possível observar o efeito de estreitamento resultante da estratégia de organização. A estratégia de organização contrária também foi aplicada, espalhando a distribuição de desempenho conforme descrito por Li et al. [11].

4 Resultados

4.1 Análise dos Neutralizadores

4.1.1 Frequência Natural do Primeiro Modo Vertical

Para observar experimentalmente a frequência natural do primeiro modo vertical, cada amostra foi montada em um *shaker* Modal Shop (Modelo 2007E). A mesma massa de sintonia de 37,7 g foi anexada a cada amostra. O *shaker* foi acionado por um sinal aleatório e o deslocamento de massa de sintonia do neutralizador foi medido com um sensor laser de deslocamento (Modelo Microtrak 4). As amostras no tempo foram registradas em um computador e convertidas para domínio de frequência no Matlab, e os picos de ressonância foram identificados.

Os modelos matemáticos foram alimentados com as dimensões nominais controladas (Tab. 1), as dimensões das amostras (Tab. 1 - 4) e a massa de sintonia 37,7 g, retornando a frequência do modo vertical 1^{st} de cada caso.

As propriedades do PMMA empregadas pelos modelos estão disponíveis na Tab. 4. O Módulo de Young do PMMA é função da frequência e tais valores foram obtidos em Liao and Wells [17].

Tabela 4: Propriedades do material

	PMMA	Alumínio
Módulo de Young [Pa]	Liao and Wells [17]	69×10^9
Coeficiente de Poisson	0.31	0.33
Densidade [kg/m^3]	1188.4	2710.0
Amortecimento estrutural	0.080	0.002

4.1.2 Resultados das Simulações e dos Experimentos

Há uma boa concordância entre os experimentos e os Modelos 2 e 3. É possível notar que pelo menos 60 % das PDFs dos Modelos 2 e 3 em frequência se enquadram dentro das PDFs dos experimentos em frequência considerando os neutralizadores A, B e C. É possível observar uma degeneração nesta convergência no neutralizador D, o que pode acontecer devido a efeitos que surgem do seu aspecto incomum.

4.2 Análise da Metaestrutura

Nesta seção, a metaestrutura descrita anteriormente é analisada de maneira mais aprofundada por meio de simulações e experimentos. Para isso, dois casos especiais foram selecionados a partir das estratégias de organização. O primeiro caso, derivado da estratégia de organização ordenada, denominado Caso Rank, consiste em colocar o neutralizador do tipo arco com o $i^{ésimo}$ menor desvio de frequência na $i^{ésima}$ célula unitária. O outro caso, denominado Caso Contrario, consiste em colocar o neutralizador do tipo arco de $i^{ésimo}$ maior desvio de frequência na $i^{ésima}$ célula unitária. O desvio de frequência pode ser entendido como o valor absoluto da diferença entre a frequência natural do neutralizador de ordem ideal e a frequência natural da amostra de neutralizador.

Dois outros casos são considerados. O mais simples é denominado Caso Viga, no qual a viga é analisada sem a aplicação de qualquer neutralizador. Por fim, o Caso Ordem é aquele que leva em consideração neutralizadores ordenados ideais (frequência natural apontada na última coluna da Tabela 3); este caso só é adequado às simulações, pois é impossível fabricar neutralizadores homogêneos para garantir um Caso Ordem físico.

4.2.1 Simulações com a Metaestrutura

Aqui, as metaestruturas com condições de contorno livre-livre descritas na Seção 3.5 são simuladas. O Caso Viga apresenta seu pico próximo à sua frequência natural. Todas as metaestruturas simuladas obtiveram sucesso na atenuação da Receptância em torno da frequência natural da viga, o Caso Ordem apresentou a redução mais profunda, seguido pelos Casos Rank e Contrário, respectivamente.

Quanto à transmissibilidade, é possível observar que todos os casos estudados com neutralizadores

abrem bandas de atenuação; o Case Ordem abre a banda de atenuação mais profunda, mas mais estreita (de 62,1 Hz a 72,2 Hz; 10,1 Hz de largura de banda) enquanto a banda de atenuação do Caso Contrário é um pouco mais rasa, mas mais larga (de 62,3 Hz a 73,9 Hz; 11,6 Hz de largura de banda) e a banda de atenuação Caso Rank é a mais rasa, mas a mais larga (de 59,5 Hz a 72,3 Hz; 12,8 Hz de largura de banda).

Quanto ao mapa da mobilidade ao quadrado em função da frequência e da posição na viga, a adição dos neutralizadores nos Casos Order, Rank e Contrarian são eficazes para atenuar o pico de mobilidade ao quadrado, abrindo bandas de atenuação ao seu redor. As reduções mais acentuadas próximas à frequência alvo ocorrem no Caso Ordem, seguido pelos Casos Rank e Contrário, respectivamente. Por outro lado, no Caso Contrário é possível encontrar reduções da mobilidade ao quadrado em frequências mais amplas em comparação com o Caso Rank.

É possível observar atenuação semelhante realizada pelos Casos de Ordem e Rank em relação ao Caso Viga nos mapas de atenuação. Por outro lado, o mapa de atenuação do Caso Contrário em relação ao Caso Viga é mais largo em torno da frequência alvo, mas menos profundo. O Mapa de Atenuação do Caso Contrário em relação ao Caso Rank, mostra que o Caso Contrário é inferior em desempenho próximo à frequência alvo, mas melhor nas frequências vizinhas.

4.2.2 Experimentos com a Metaestrutura

Para os experimentos com a metaestrutura, os ressonadores tipo A receberam massas de sintonia de 26,1 g e tiveram suas frequências naturais medidas utilizando o procedimento experimental apresentado na Seção 4.1.1. A Tabela 4.2.2 reúne as frequências naturas obtidas.

Tabela 5: Frequência natural das amostras de neutralizadores tipo A obtidas experimentalmente

Número da Amostra	# 1	# 2	# 3	# 4	# 5	# 6	# 7	# 8	# 9	# 10
Frequência natural [Hz]	65.8	58.6	67.5	64.8	64.0	68.2	64.6	67.5	66.7	59.0

Na sequência, os casos descritos foram montados fisicamente, com exceção do Caso Ordem, não factível em situações reais. O *shaker* Modal Shop (Modelo 2007E) alimentado por um sinal randômico foi utilizado para excitar as estruturas, enquanto 01 célula de carga PCB 208C02 e 07 acelerômetros PCB 352A24 foram empregados para obtenção das forças de excitação e das acelerações, respectivamente. Especificamente, os acelerômetros foram posicionados em 14 pontos da viga, igualmente espaçados desde as extremidades, sendo necessária a execução dos experimentos em duas etapas para rearranjo dos 07 acelerômetros. Um sistema de aquisição de sinais (Dewesoft SIRIUSi) com o software de aquisição (DewesoftX) e um notebook foram empregados para aquisição, processamento e registro dos dados experimentais, pós-processados em MATLAB.

A receptância obtida experimentalmente pode ser observada. Assim como nas simulações, todas as metaestruturas experimentadas obtiveram sucesso na atenuação da receptância em torno da

frequência natural da viga. O Caso Rank apresentou uma redução da receptância mais profunda que o Caso Contrário.

Quanto à transmissibilidade da mesma maneira como observado nas simulações os neutralizadores abrem bandas de atenuação; entretanto, experimentalmente o Caso Rank se aproxima do Caso Ordem simulado, abrindo a banda de atenuação mais profunda, mas mais estreita (de 65,1 Hz a 75,6 Hz; 10,5 Hz de largura de banda) enquanto a banda de atenuação do Caso Contrário é um pouco mais rasa, mas mais larga (de 60,9 Hz a 72,5 Hz; 11,6 Hz de largura de banda).

Quanto ao mapa da mobilidade, como na simulação, a adição dos neutralizadores nos Casos Rank e Contrarian são eficazes para atenuar o pico de mobilidade ao quadrado, abrindo bandas de atenuação ao seu redor. Na ausência do Caso Ordem, as reduções mais acentuadas próximas à frequência alvo ocorrem no Caso Rank. Por outro lado, no Caso Contrário é possível encontrar reduções da mobilidade ao quadrado em frequências mais amplas em comparação com o Caso Rank, concordando com as simulações.

Quantio ao Mapa de Atenuação em função da frequência e da posição na viga, é possível observar atenuação mais intensa promovida pelo Caso Rank que pelo Caso Contrário. Isso é dado pela predominância de de valores intensos e negativos ao longo da viga e dentro da banda de atenuação no confronto entre Viga *vs.* Rank em comparação com o confronto Viga *vs.* Contrário. O mesmo pode ser observado pela ausência de valores negativos no confronto Rank *vs.* Contrário.

5 Discussão

A convergência entre os resultados experimentais e as simulações conduzidas sobre os modelos indica que estes podem representar com qualidade os neutralizadores tipo arco, com aplicações aeronáuticas. Também houve boa convergência entre os modelos de metaestruturas e os respectivos resultados experimentais, indicando tanto uma boa modelagem dos sistemas mecânicos quanto uma boa sensibilidade das metaestruturas às estratégias de organização dos neutralizadores em desordem.

Outro resultado positivo é o fato da metaestrutura experimental do Caso Rank ter um comportamento próximo à uma metaestrutura ideal (Caso Ordem simulado) e superior ao Caso Rank simulado. Isso mostra que o neutralizador tipo arco acrescenta robustez à desordem quando a metaestrutura é organizada de acordo com o Caso Rank. Deve-se futuramente encontrar os mecanismos relacionados à esse fato e incorporá-los à modelagem, fazendo com que o Caso Rank simulado também convirja ao Caso Ordem simulado.

Por fim, é possível afirmar que o estágio de pós-doutorado foi fundamental para agregar uma nova linha de pesquisa, Controle de Vibrações, ao pesquisador, oriundo da linha de pesquisa em Dinâmica Veicular. Além disso, foi um importante mecanismo de retenção do pesquisador na

unidade, onde passará a atuar como Professor Colaborador.

6 Orientações

Ao longo desse estágio de pós-doutorado, foram orientadas duas iniciações científicas sem bolsa, em andamento (Tabela 6), para discentes de Graduação em Engenharia Mecânica.

Tabela 6: Alunos de ICSB (em andamento) orientados ao longo do estágio de pós-doutorado

Nome do Discente	Início da Vigência	Título
Júlia De Souza Fidêncio	01/05/2024	Projeto de novo absorvedor de vibrações adaptativamente sintonizável com liga de memória de forma
Pedro Stringueto	01/05/2024	Controle endereçável de ressonadores adaptativos de liga de memória de forma aplicados em estrutura hospedeira

7 Disciplinas Ministradas

Foram ministradas duas disciplinas para o curso de Graduação em Engenharia Mecânica pelo estagiário de pós-doutorado, descritas na Tabela7.

Tabela 7: Disciplinas ministradas ao longo do pós-doutorado

Nome da Disciplina	Código	Semestre de Oferecimento	Quantidade de Alunos	Carga Horária	
				Pós-Doc	Supervisor
Análise Modal de Estruturas	EMOPT16M23A	2023 - 2S	4	20h	40h
Simulação de Sistemas Dinâmicos	EMOPT12M23A	2024 - 1S	13	20h	40h

8 Comentários do Supervisor

Este estágio de pós-doutorado foi planejado para o período de 01 de abril de 2023 até 31 de dezembro de 2025. Entretanto, foi encerrado em 31 de julho de 2024, dada a contratação do então supervisionado como Professor Colaborador, no Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Bauru.

Mesmo com a interrupção antecipada, as atividades propostas para o período integralizado foram realizadas com sucesso. O estagiário propôs modelos para o neutralizador tipo arco, viabilizou a construção de amostradas, as analisou experimentalmente e detectou correlações com os modelos. Também identificou na literatura estratégias de organização de neutralizadores com frequências

naturais heterogêneas (consequentes do processo de manufatura) e as implementou por meio de modelos e experimentos. Novamente, o supervisionado foi capaz de traçar correlações entre modelos e experimentos. Por fim, identificou as vantagens e desvantagens de cada estratégia de organização.

Desta maneira, pode-se afirmar que, para o prazo transcorrido, todos os objetivos foram alcançados e que a interrupção antecipada foi devidamente justificada pela oportunidade de crescimento profissional do supervisionado.

Referências Bibliográficas

[1] P. S. B. Srajan Dalela, D. P. Jena, A review on application of mechanical metamaterials for vibration control, Mechanics of Advanced Materials and Structures 29 (2022) 3237–3262. doi:10.1080/15376494.2021.1892244.

[2] P. Schürch, L. Philippe, Composite metamaterials: Types and synthesis, in: D. Brabazon (Ed.), Encyclopedia of Materials: Composites, Elsevier, Oxford, 2021, pp. 390–401. doi:10.1016/B978-0-12-803581-8.11750-3.

[3] A. Valipour, M. H. Kargozarfard, M. Rakhshi, A. Yaghootian, H. M. Sedighi, Metamaterials and their applications: An overview, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications 236 (2022) 2171–2210. doi:10.1177/1464420721995858.

[4] X. An, H. Fan, C. Zhang, Elastic wave and vibration bandgaps in two-dimensional acoustic metamaterials with resonators and disorders, Wave Motion 80 (2018) 69–81. doi:10.1016/j.wavemoti.2018.04.002.

[5] A. T. Fabro, D. Beli, N. S. Ferguson, J. R. F. Arruda, B. R. Mace, Wave and vibration analysis of elastic metamaterial and phononic crystal beams with slowly varying properties, Wave Motion 103 (2021) 102728. doi:10.1016/j.wavemoti.2021.102728.

[6] W. Zhang, P. Celli, D. Cardella, S. Gonella, A disorder-based strategy for tunable, broadband wave attenuation, in: T. Kundu (Ed.), Health Monitoring of Structural and Biological Systems 2017, volume 10170, International Society for Optics and Photonics, SPIE, 2017, p. 101700F. doi:10.1117/12.2258605.

[7] P. Celli, B. Yousefzadeh, C. Daraio, S. Gonella, Bandgap widening by disorder in rainbow metamaterials, Applied Physics Letters 114 (2019) 091903. doi:10.1063/1.5081916.

[8] A. Fabro, H. Meng, D. Chronopoulos, Correlated disorder in rainbow metamaterials for vibration attenuation, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 235 (2021) 2610–2621. doi:10.1177/0954406220986596.

[9] R. L. Thomes, J. A. Mosquera-Sánchez, C. De Marqui, Bandgap widening by optimized disorder in one-dimensional locally resonant piezoelectric metamaterials, Journal of Sound and Vibration 512 (2021) 116369. doi:10.1016/j.jsv.2021.116369.

[10] G. F. Nehemy, E. Rustighi, P. J. P. Gonçalves, M. J. Brennan, A passive self-tuning vibration neutraliser using nonlinear coupling between the degrees of freedom, Mechanical Systems and Signal Processing 185 (2023) 109786. doi:10.1016/j.ymssp.2022.109786.

[11] A. Li, Y. Fan, Y. Wu, L. Li, K. Yi, Retuning the disordered periodic structures by sorting unit cells: Numerical analyses and experimental studies, Journal of Sound and Vibration 566 (2023) 117925. doi:10.1016/j.jsv.2023.117925.

[12] F. A. Pires, M. Wandel, C. Thomas, E. Deckers, W. Desmet, C. Claeys, Improving the sound transmission loss of an aircraft ceiling panel by locally resonant metamaterials, in: 12th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference, SAE International, 2022. doi:10.4271/2022-01-0960.

[13] R. Palaninathan, P. Chandrasekharan, Curved beam element stiffness matrix formulation, Computers & Structures 21 (1985) 663–669. doi:10.1016/0045-7949(85)90143-9.

[14] B. Bozyigit, Y. Yesilce, S. Acikgoz, Free vibration analysis of arch-frames using the dynamic stiffness approach, Vibroengineering Procedia 30 (2020) 72–78. doi:10.21595/vp.2020.21291.

[15] U. Lee, Dynamic characterization of the joints in a beam structure by using spectral element method, Shock and Vibration 8 (2001) 357–366. doi:10.1155/2001/254020.

[16] U. Lee, Vibration analysis of one-dimensional structures using the spectral transfer matrix method, Engineering Structures 22 (2000) 681–690. doi:10.1016/S0141-0296(99)00002-4.

[17] Y. Liao, V. Wells, Estimation of complex young's modulus of non-stiff materials using a modified oberst beam technique, Journal of Sound and Vibration 316 (2008) 87–100. doi:10.1016/j.jsv.2008.02.028.

Apêndice A

Tabela 1: Dimensões controladas do neutralizador A

Número da amostra	dim_1[mm]	dim_2[mm]	dim_3[mm]	dim_4[mm]
1	59.45	49.80	1.70	5.25
2	60.25	49.45	1.70	5.00
3	59.65	50.00	1.80	5.15
4	59.60	49.95	1.80	5.20
5	59.65	49.70	1.75	5.30
6	59.45	49.60	1.80	5.30
7	59.55	49.85	1.80	5.20
8	59.65	49.75	1.80	5.10
9	59.50	49.50	1.70	5.30
10	60.10	49.75	1.70	5.05

Tabela 2: Dimensões controladas do neutralizador B

Número da amostra	dim_1[mm]	dim_2[mm]	dim_3[mm]	dim_4[mm]
1	60.45	45.75	1.70	5.00
2	60.10	45.85	1.80	5.00
3	60.05	44.70	1.75	5.05
4	60.50	45.35	1.70	5.05
5	59.65	45.75	1.75	5.10
6	60.40	45.65	1.75	5.00
7	60.35	45.50	1.75	5.00
8	60.20	46.00	1.70	5.00
9	59.40	46.70	1.70	5.10
10	59.80	45.60	1.80	5.10

Tabela 3: Dimensões controladas do neutralizador C

Número da amostra	dim_1[mm]	dim_2[mm]	dim_3[mm]	dim_4[mm]
1	59.40	27.15	1.75	5.50
2	59.55	27.20	1.70	5.40
3	59.50	27.00	1.80	5.40
4	59.50	27.00	1.80	5.40
5	59.90	26.80	1.80	5.45
6	59.50	26.70	1.75	5.60
7	59.50	26.80	1.80	5.45
8	59.30	27.10	1.75	5.40
9	59.60	27.00	1.75	5.40
10	59.50	27.00	1.75	5.50

Tabela 4: Dimensões controladas do neutralizador D

Número da amostra	dim_1[mm]	dim_2[mm]	dim_3[mm]	dim_4[mm]
1	59.30	9.45	1.80	5.20
2	60.20	9.70	1.75	5.00
3	59.40	9.50	1.70	5.20
4	60.20	9.70	1.80	5.05
5	60.00	9.65	1.70	5.00
6	60.30	9.70	1.80	5.00
7	60.25	9.65	1.80	5.05
8	60.30	9.75	1.80	5.00
9	60.25	9.70	1.75	5.00
10	60.20	9.70	1.80	5.00