

PROJETO DE UM NOVO ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO PASSIVO MULTIMODAL

Julio Caldo Brotto, e-mail: julio.caldo@unifei.edu.br¹
Sebastião Simões Cunha Jr, e-mail: sebas@unifei.edu.br¹
João Luiz Junho Pereira, e-mail: joaoluizjp@gmail.com¹
Marc Moonens, e-mail: marc.moonens@condorcet.be²

¹Universidade Federal de Itajubá.

²Condorcet-Hainaut Provincial High School.

Resumo: O principal objetivo deste trabalho é o projeto de um novo modelo de um Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo Multimodal (ADVPMM). Desta forma, através de uma análise dinâmica, utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF), são obtidos os parâmetros de massa e rigidez do ADVPMM para que este possa absorver vibrações em diferentes bandas de frequência simultaneamente, podendo ser aplicado em diferentes tipos de sistemas mecânicos. Neste trabalho, o ADVPMM foi acoplado a uma viga em balanço. Na metodologia utilizada, o ADVPMM é parametrizado através de um modelo de MEF e um procedimento de otimização global, o qual é utilizado para encontrar os novos parâmetros do ADVPMM que o tornarão capaz de atenuar vibrações em diferentes bandas de frequência simultaneamente. Na primeira etapa, foi projetado um ADVPMM inicial, que possuía apenas dois parâmetros iniciais de projeto, e com isso, um código de modelagem foi desenvolvido, o qual foi utilizado para obter os dados de análise modal e harmônica do modelo inicial do sistema absorvedor. Uma vez obtidos os dados do modelo do ADVPMM inicial, foi projetado um novo ADVPMM, porém, com novos parâmetros de projeto (7 parâmetros) que serão utilizados como variáveis de projeto no procedimento de otimização para projetar o ADVPMM. Utilizou-se uma heurística de otimização global denominada Algoritmo de Lichtenberg (LA), desenvolvida pelos autores, a fim de obter os novos parâmetros do ADVPMM para que suas frequências naturais fiquem muito próximas das frequências selecionadas da viga em balanço, podendo assim atenuar as vibrações em diferentes bandas de frequência simultaneamente. Para a primeira abordagem, 1 modo de vibração da estrutura primária teve o seu nível de vibração atenuado. Nas seguintes abordagens, a quantidade de modos de vibrações a serem atenuados foram sendo aumentados unitariamente até o valor de 3 modos de vibrações a serem atenuados simultaneamente. O modelo do ADVPMM final apresenta uma geometria de fácil construção, que pode ser aplicada a diferentes estruturas mecânicas.

Palavras-chave: Vibrações, Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo Multimodal, Anti-ressonância, Algoritmo de Lichtenberg.

1. INTRODUÇÃO

Segundo Borges (2009), o estudo de vibrações mecânicas é de grande importância para várias áreas de engenharia, seja ela, a de construção civil, geração e distribuição de energia, automotiva, naval, aeronáutica, aeroespacial, entre várias outras. Apesar da vibração poder ser utilizada em aplicações benéficas na indústria, como em peneiras, esteiras transportadoras, brocas, compactadores, etc. Tem-se que na maioria dos casos, ela é tratada como algo nocivo as máquinas/estruturas, e deve sempre ser minimizada. Como exemplo de efeitos indesejáveis de vibração nos dias atuais:

- Estruturas de Engenharia Civil, como altos edifícios, arranha-céus, pontes e passarelas e plataformas *offshore* às quais estão sujeitas as excitações provocadas pelo vento, passagem de veículos/pessoas, abalos sísmicos e/ou ondas oceânicas;
- Cabos condutores de energia e para-raios que sofrem excitação pelo vento;
- Equipamentos industriais como compressores e turbinas que produzem vibrações provocadas pelo desbalanceamento e/ou escoamento de fluido;
- Aeronaves de asa fixa e rotativa que estão sujeitas à excitação por turbulências atmosféricas.

Um dos maiores problemas com a vibração, é quando a máquina ou estrutura começa a vibrar em uma frequência próxima ou igual a sua frequência natural, ocorre então o fenômeno chamado de ressonância, que amplifica as amplitudes de vibração, levando o sistema a uma falha prematura. Diante dos fatores até agora mostrados, fica clara a importância que deve ser atribuída à resolução dos problemas causados pela vibração. Existem diversos métodos que podem ser

aplicados a uma estrutura ou máquina para a redução dos níveis de vibração. Segundo Silva (2005), atuar sobre a excitação é pouco eficiente e muita das vezes impraticável. Além disso, a modificação de uma estrutura, seja sua massa, rigidez ou amortecimento, pode comprometer seu funcionamento, fazendo com que sua função de fabricação não atenda seu objetivo original. Sendo assim, tem-se outro método, o qual é chamado de Absorvedor Dinâmico de Vibrações (ADV).

O ADV é um sistema secundário que é acoplado em um sistema primário com o intuito de atenuar vibrações, reduzindo as amplitudes excessivas do sistema primário. Em sua forma mais simples, tal dispositivo é denominado de ADV passivo e é essencialmente um dispositivo de parâmetros concentrados de massa, rigidez e amortecimento (massa-mola-amortecedor), como pode ser visto na Figura 1.

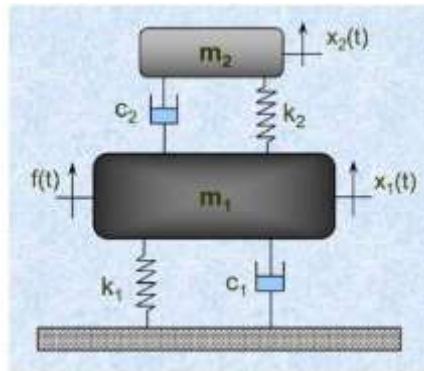


Figura 1. ADV passivo acoplado a um sistema primário.

1.1. Justificativa

Com a crescente necessidade de resolução de problemas de vibrações mecânicas nas diversas áreas de engenharia, novas tecnologias estão sendo constantemente pesquisadas. A intenção deste trabalho é contribuir, apresentando soluções para estes problemas, com a utilização de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações Passivo Multimodal (ADVPM).

Além disso, como o ADV é multimodal, possui a função de atenuar vibrações em diferentes faixas de frequências simultaneamente, possuindo uma melhor aplicabilidade no geral. Isso ocorre, principalmente, devido ao baixo custo de instalação, sua geometria simples e elevada eficiência.

1.2. Objetivos

O principal objetivo deste trabalho consta na modelagem de um Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo Multimodal, com parâmetros ótimos, para a atenuação dos modos de vibração, do sistema primário de estudo, em diferentes faixas de frequência, simultaneamente.

Seus parâmetros ótimos serão obtidos utilizando a heurística de otimização global, com a função objetivo do algoritmo otimizador sendo reduzida ao menor valor possível, sendo o objetivo minimizar as amplitudes das frequências naturais selecionadas.

2. METODOLOGIA

Neste trabalho, a metodologia na qual o trabalho foi baseado será apresentada, passando pela modelagem numérica de elementos finitos do sistema primário e ADVPMs experimentais (configurações dos parâmetros), suas análises, tanto modais como harmônicas, a programação dos códigos do software de elementos finitos, a otimização utilizando o AL e a construção final do ADVPM otimizado.

2.1. Modelo da Estrutura Primária

A estrutura primária consiste de uma viga de aço engastada em uma extremidade e livre na outra com seção transversal retangular constante ao longo de seu comprimento, como pode ser visto na Figura 2. Na Tabela 1 são apresentadas as principais dimensões geométricas da estrutura primária, assim como também, as propriedades do material que a compõem.

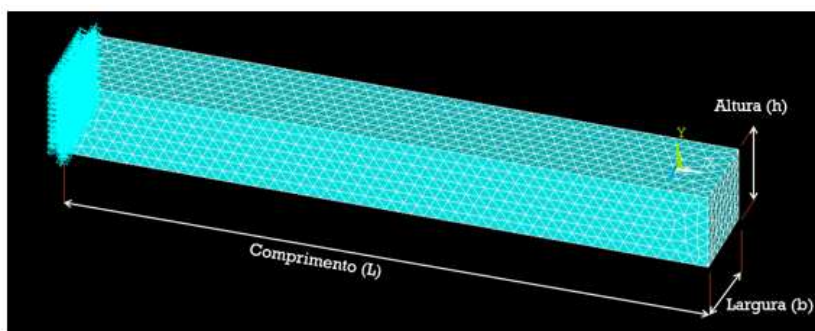


Figura 2. Geometria estrutura primária.

Tabela 1. Propriedades da estrutura primária.

Propriedade	Valor
Largura da seção transversal (b)	0.3 [m]
Altura da seção transversal (h)	0.7 [m]
Comprimento (L)	5.0 [m]
Densidade (ρ)	7850.0 [kg/m ³]
Módulo de Young (E)	200.0 [GPa]
Coefficiente de Poisson (ν)	0.3

A modelagem numérica de elementos finitos da barra foi realizada utilizando um software comercial de elementos finitos.

Com a condição de contorno e definição do material concluída, foi realizada a montagem da viga e, posteriormente, realizada a análise modal da estrutura afim de se obter os 10 primeiros modos de vibração da viga. Na Tabela 2, são mostrados os dez primeiros modos de vibrar.

Tabela 2. Modos de vibração e frequência natural da estrutura primária.

Modo	Frequência Natural [Hz]
1	19.475
2	22.619
3	114.728
4	130.645
5	142.613
6	253.321
7	295.921
8	330.057
9	427.848
10	526.461

Segundo Ozgüven e Çandir (1985), a excitação de uma viga engastada/livre tem o maior efeito se for aplicada na extremidade livre e também é neste ponto onde o máximo deslocamento ocorrerá, portanto, o absorvedor dinâmico de vibrações tenderá a ser mais eficiente se for acoplado no ponto onde a máxima deflexão ocorrerá (para o modo de vibração em estudo).

Segundo Lara (2007), quanto mais próximos do local de maior deslocamento se situem os ADVs, maior será a redução da resposta vibratória. O estudo do posicionamento prévio do ADV se faz necessário, pois uma vez o mesmo sendo acoplado em um nó da estrutura primária, dificilmente o ADV poderá atenuar os níveis de vibrações do sistema. Silva (2005), mostrou que se um sistema de absorção de vibrações é posicionado em um lugar inconveniente, por exemplo, sobre uma linha nodal para um certo modo de interesse, este não será efetivo e seu controle sobre a vibração do sistema, para esse modo, poderá ser extremamente reduzido (critério dois).

Considerando os dois critérios, foi idealizado que o ADVPM seja fixado na extremidade livre da viga, como pode ser visto na Figura 3.

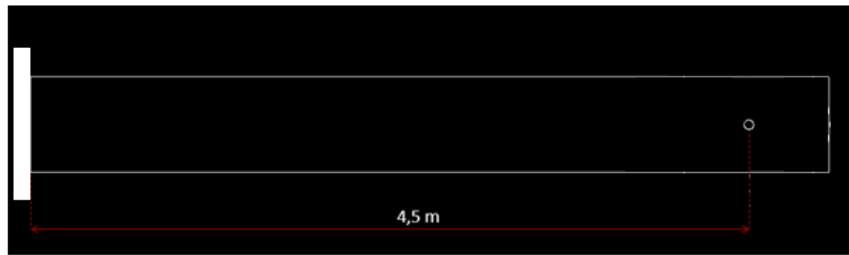


Figura 3. Local onde o ADVPMI será fixado na estrutura primária.

O primeiro objetivo no trabalho é projetar um ADVPMI capaz de atenuar apenas um modo de vibração da estrutura primária. Após isso, será desenvolvido outro ADVPMI, o qual será capaz de atenuar 2 modos de vibração. E por último, tem-se o ADVPMI que fará possível a atenuação de 3 modos de vibração da estrutura.

- Para o ADVPMI I, o modo de vibração a ser atenuado é o modo 2, que consiste em uma frequência natural de 22.619 Hz.
- Já o ADVPMI II, os modos de vibração a serem atenuados são os modos 6 e 10, que consistem nas frequências naturais de 253.321 Hz e 526.461 Hz, respectivamente.
- E por último o ADVPMI III, com os modos de vibração selecionados 2, 7 e 9, que consistem nas frequências naturais de 22.619 Hz, 295.921 Hz e 427.848 Hz, respectivamente.

2.2. Configuração Inicial do ADVPMI e sua Parametrização

Inicialmente foi projetado um ADVPMI no qual apenas foi utilizado para revisão de conceitos e teste de modelagem. Seus parâmetros de projeto foram o Raio (R) e a Espessura (E). Na Tabela 3 está disponível os dados referentes ao material (liga de alumínio) utilizado e o valor dos parâmetros de construção. Assim como, na Figura 4 é possível observar como foi modelado o suporte fixador do ADVPMI e na Figura 5 podem ser vistos os resultados modais e harmônicos obtidos com o ADVPMI inicial.

Tabela 3. Propriedades do ADVPMI inicial.

Propriedade	Valor
Raio (R)	0,35 [m]
Espessura (E)	0,22 [m]
Densidade (ρ)	2770,00 [kg/m ³]
Módulo de Young (E)	71,00 [GPa]
Coefficiente de Poisson (ν)	0,33

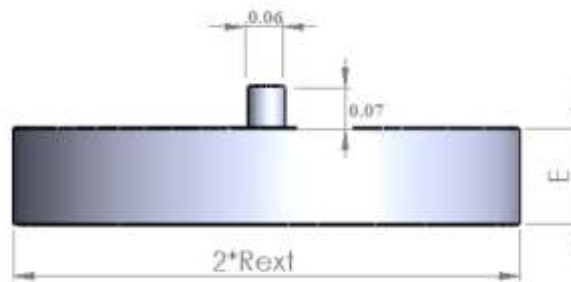


Figura 4. Configuração do suporte fixador dos ADVPMI.

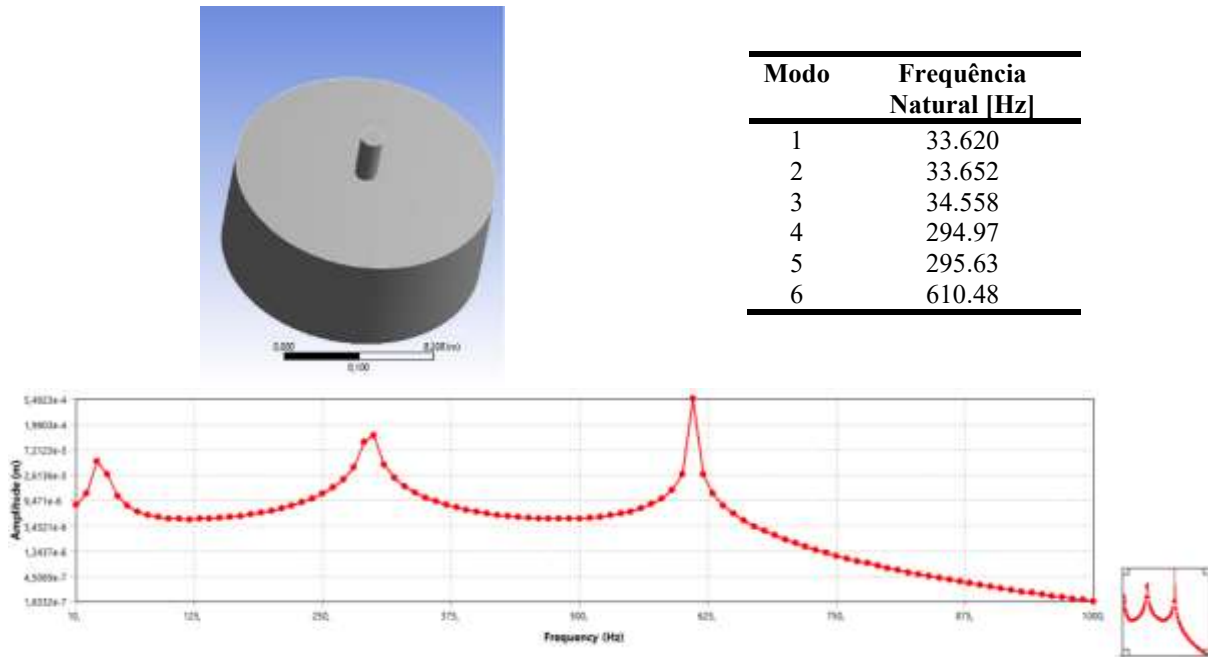


Figura 5. ADVPMM inicial com sua análise modal e Função de Resposta em Frequência (FRF).

Com as análises realizadas, foi possível observar que a Liga de Alumínio é o melhor material para ser utilizado no ADVPMM devido a sua menor densidade, se comparado com o material utilizado no sistema primário, isso ocorre, pois, um ADV no geral não pode possuir uma massa maior que 5% da estrutura primária. Durante este trabalho, além disso, as dimensões do suporte fixador foram idealizadas para que o suporte seja fixado na área discutida anteriormente (Figura 3). A modelagem numérica de elementos finitos do ADVPMM inicial foi realizada de forma idêntica à modelagem da estrutura primária.

Observando os valores da frequência natural na Figura 3.6, pode-se observar que os valores estão próximos aos valores dos modos de vibração da viga, sobre os quais deseja-se realizar a atenuação. Porém, apenas dois parâmetros a serem utilizados em uma otimização resultaria em um resultado pouco preciso, ou até mesmo, nenhum resultado relevante.

Com esse problema, um novo ADVPMM foi projetado, dessa vez possuindo 7 parâmetros. Seus parâmetros são:

- Raio externo (Rext);
- Raio interno (Rint);
- Raio furo 1 (Rf1);
- Raio furo 2 (Rf2);
- Raio furo 3 (Rf3);
- Raio furo 4 (Rf4);
- Espessura (E).

Duas novas análises modais foram realizadas em dois novos exemplares (ADVPMM modelo 1 e 2), possuindo o mesmo material e suporte fixador utilizado no ADVPMM inicial. Os sete parâmetros foram aleatorizados para que seja possível observar o espectro do experimento, e as diferentes configurações possível na modelagem de um ADVPMM com parâmetros variáveis. Os ADVPMM modelo 1 e 2 podem ser vistos nas Figuras 6 e 7 respectivamente.

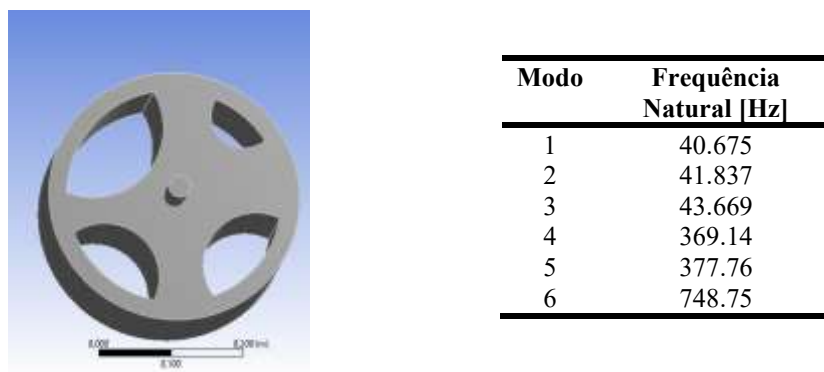


Figura 6. Análise modal do ADVPMM modelo 1 com parâmetros aleatorizados.



Modo	Frequência Natural [Hz]
1	93.538
2	113.0
3	115.26
4	623.29
5	628.87
6	1224.6

Figura 7. Análise modal do ADVPM model 2 com parâmetros aleatorizados.

Observou-se que uma variação dos parâmetros construtivos do ADVPM causa uma mudança em suas frequências naturais, e esta mudança será utilizada nas heurísticas de otimização afim de se obter os parâmetros ótimos do ADVMM que atenuará simultaneamente as amplitudes de vibrações em diferentes faixas de frequência.

2.3. Construção do ADVPM Parametrizado e seus Limites

Para a futura otimização do ADVPM, sua modelagem deve ser feita a partir de um bloco de comandos que serão utilizados em conjunto pelo *software* de elementos finitos e o programa computacional de engenharia. Sendo assim, a escrita em códigos da modelagem se torna algo necessário.

Através do código de modelagem, é possível fazer a substituição dos valores reais de construção por parâmetros construtivos, sendo eles: R_{int} , R_{ext} , R_{f1} , R_{f2} , R_{f3} , R_{f4} e E . Posteriormente, o programa computacional de engenharia irá atribuir valores desses parâmetros com a guia do otimizador do AL.

Porém algumas limitações devem ser impostas, visto que, caso o R_{f1} seja muito grande (exemplo: $R_{f1} > R_{int}$), um erro na construção irá ocorrer. Sendo assim, uma análise foi realizada, e limitações foram aplicadas.

Considerando as limitações geométricas, um novo parâmetro é adicionado à equação, este parâmetro é chamado de Raio Limite (R_{limite}). Observa-se na Figura 8 a sua configuração. A definição do valor do Raio Limite é feita através da Figura 9 e Equação 1. Com o valor do Raio Limite, nenhum problema durante a modelagem irá ocorrer, desde que os Raios dos Furos sejam menores que o Raio Limite.

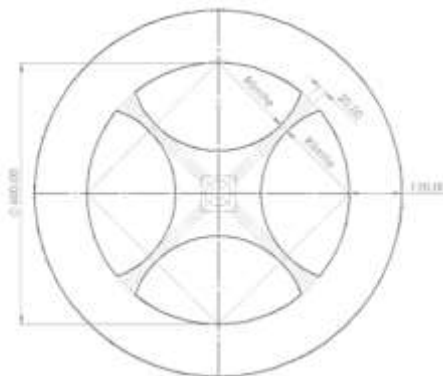


Figura 8. Raio Limite no ADVPM (unidade em mm).

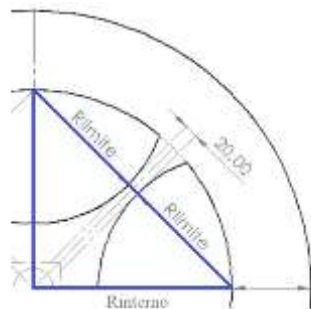


Figura 9. Definição do Raio Limite.

$$R_{Limite} = \sqrt{2}/2(R_{interno}) - 0,01 \quad (1)$$

Por fim, a Tabela 4 mostra os Limites dos parâmetros utilizados durante a otimização. Seus valores foram obtidos através de teste durante o processo de otimização do ADVPM.

Tabela 4. Parâmetros de projeto do ADVPM.	
Parâmetros de Projeto	Limites [min max]
Raio Externo (R_{ext})	[0.14 0.72]
Raio Interno (R_{int})	[0.1 0.6]
Espessura (E)	[0.1 0.5]
Raio Furo 1 (R_{p1})	[0.02 0.41]
Raio Furo 2 (R_{p2})	[0.02 0.41]
Raio Furo 3 (R_{p3})	[0.02 0.41]
Raio Furo 4 (R_{p4})	[0.02 0.41]
Condições de Projeto	
Se $R_{int} \geq R_{ext}$	$R_{int} = R_{ext} - 0.04$
Se $R_{p1} > R_{limite}$	$R_{p1} = R_{limite}$
Se $R_{p2} > R_{limite}$	$R_{p2} = R_{limite}$
Se $R_{p3} > R_{limite}$	$R_{p3} = R_{limite}$
Se $R_{p4} > R_{limite}$	$R_{p4} = R_{limite}$

A função objetivo do otimizador consiste em uma equação de minimização dos modos de vibração selecionados do sistema primário com uma permutação dos 10 primeiros modos de vibração do ADVPM. Foi utilizado na otimização um tamanho de população de 70 e um número máximo de geração de 100. Após várias simulações, afim de configurar o otimizador, resultados satisfatórios foram obtidos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta secção são apresentados os resultados obtidos através da otimização via AL do ADVPM para os 3 objetivos anteriormente discutidos.

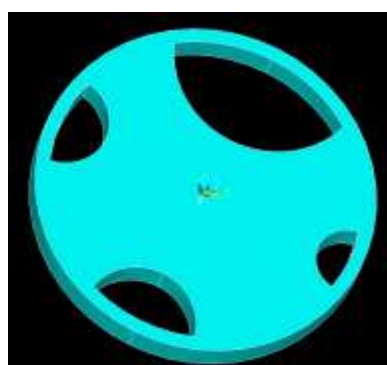
3.1. Análise no Domínio da Frequência para o ADVPM I, ADVPM II e ADVPM III

Com o objetivo de atenuar apenas um modo de vibrar, o resultado obtido na otimização do ADVPM I foi ótimo. A função objetivo deste ADVPM foi a frequência natural de 22.619 Hz. Ao final da otimização, foram obtidos os valores dos parâmetros do ADVPM I otimizado. Esses valores estão ilustrados na Figura 10 em conjunto à modelagem do ADVPM I utilizando os parâmetros otimizados.

Já o ADVPM II otimizado para duas frequências naturais (253.321 Hz e 526.461 Hz) obteve um bom resultado também. Com o valor de seus parâmetros, também foi realizada a modelagem do ADVPM II e de suas análises modais e harmônicas.

O mesmo ocorreu para o ADVPM III, todos os resultados obtidos foram classificados e podem ser vistos na Figura 10 para o ADVPM I, Figura 12 para o ADVPM II e Figura 13 para o ADVPM III.

Todos os ADVPM cumpriram com seus objetivos de atenuarem as frequências alvos escolhidas, pode ser melhor visualizado nos FRF, os quais demonstram picos de antirressonância nas frequências a serem minimizadas.



Parâmetros Ótimos		Valor [m]	Modo	Frequência Natural [Hz]
Raio Externo (R_{ext})		0.61423	1	13.963
Raio Interno (R_{int})		0.56571	2	20.051
Espessura (E)		0.12435	3	22.623
Raio Furo 1 (R_{p1})		0.20259	4	195.19
Raio Furo 2 (R_{p2})		0.11778	5	197.21
Raio Furo 3 (R_{p3})		0.35168	6	243.68
Raio Furo 4 (R_{p4})		0.16767	7	345.27
			8	423.17
			9	736.55
			10	745.41

Figura 10. Modelagem do ADVPM I com seus parâmetros ótimos e análise modal.

Na Figura 10 é possível observar a análise modal do ADVPM I. Comparando a frequência alvo de 22.619 Hz, temos um valor muito próximo no terceiro modo de vibração com um valor de 22.623 Hz.

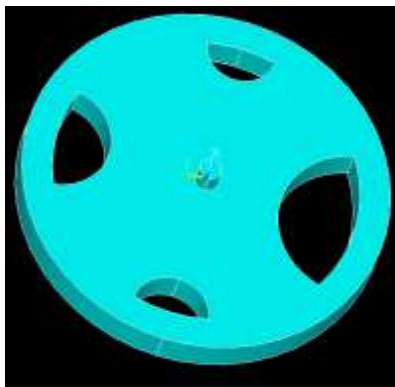


Parâmetros Ótimos	Valor [m]
Raio Externo (Rext)	0.65884
Raio Interno (Rint)	0.59765
Espessura (E)	0.27659
Raio Furo 1 (Rp1)	0.24078
Raio Furo 2 (Rp2)	0.28648
Raio Furo 3 (Rp3)	0.30205
Raio Furo 4 (Rp4)	0.40712

Modo	Frequência Natural [Hz]
1	9.0640
2	12.372
3	12.948
4	148.96
5	149.34
6	253.75
7	522.19
8	526.34
9	535.94
10	742.13

Figura 11. Modelagem do ADVPM II com seus parâmetros ótimos e análise modal.

Pode-se observar da análise modal do ADVPM II que as frequências naturais alvo de 253.321 Hz e 526.461 Hz estão próximas ao sexto e oitavo modo de vibração com os respectivos valores de 253.75 Hz e 526.34 Hz.



Parâmetros Ótimos	Valor [m]
Raio Externo (Rext)	0.50518
Raio Interno (Rint)	0.42086
Espessura (E)	0.10001
Raio Furo 1 (Rp1)	0.09635
Raio Furo 2 (Rp2)	0.15013
Raio Furo 3 (Rp3)	0.10564
Raio Furo 4 (Rp4)	0.21339

Modo	Frequência Natural [Hz]
1	19.475
2	22.619
3	114.73
4	130.64
5	142.61
6	253.32
7	295.92
8	330.06
9	427.85
10	526.46

Figura 12. Modelagem do ADVPM III com seus parâmetros ótimos e análise modal.

E por último, comparando as frequências alvos do ADVPM III de (22.619 Hz, 295.921 Hz e 427.848 Hz) tem-se um resultado satisfatório. O segundo, sétimo e nono modo de vibração com os respectivos valores de 22.619 Hz, 295.92 Hz e 427.85 Hz são as frequências naturais que irão minimizar as frequências alvos da estrutura primária.

Na figura 13, tem-se a modelagem do ADVPM I, II e III acoplados à estrutura primária.

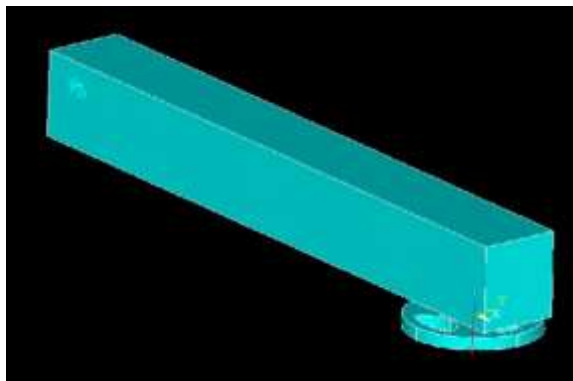
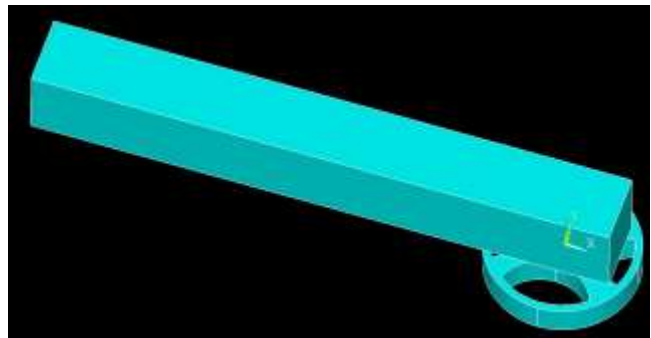
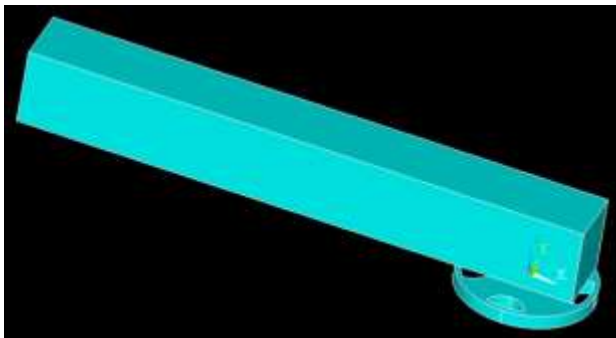


Figura 13. Modelagem do ADVPM I à esquerda, ADVPM II à direita e ADVPM III em baixo.

As figuras a seguir representam as análises modais e harmônicas dos ADVPMs otimizados acoplados às estruturas primárias.

Modo	Frequência Natural [Hz]
1	13.651
2	18.574
3	19.815
4	21.235
5	22.640
6	112.99
7	128.37
8	134.67
9	180.81
10	202.31

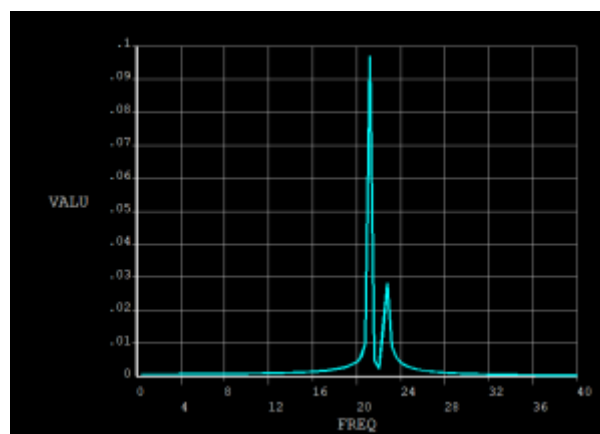


Figura 14. Análise modal e harmônica do ADVPM I acoplado a estrutura primária.

Modo	Frequência Natural [Hz]
1	8.8706
2	11.915
3	12.357
4	18.831
5	21.495
6	109.36
7	124.27
8	126.26
9	141.27
10	172.17

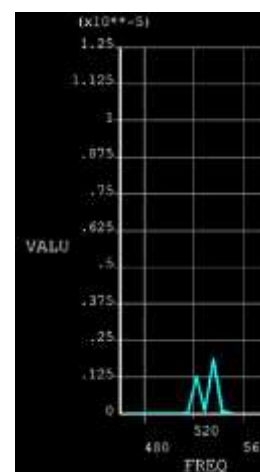
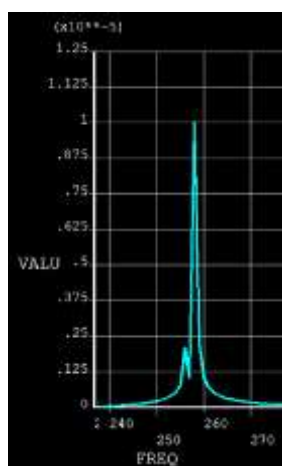


Figura 15. Análise modal e harmônica do ADVPM II acoplado a estrutura primária.

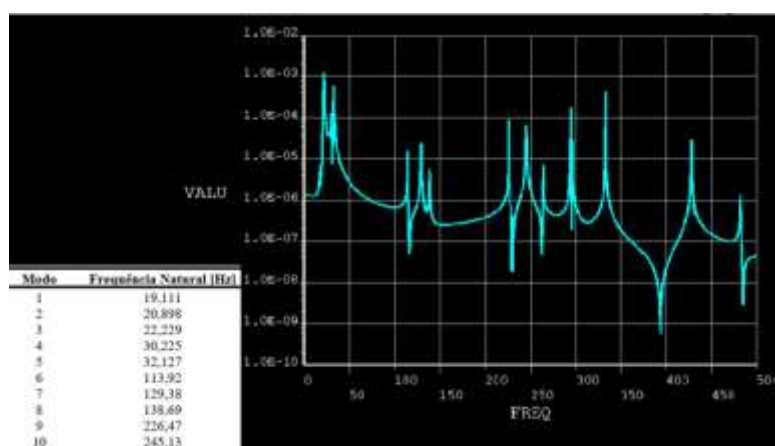


Figura 16. Análise modal e harmônica do ADVPM III acoplado a estrutura primária.

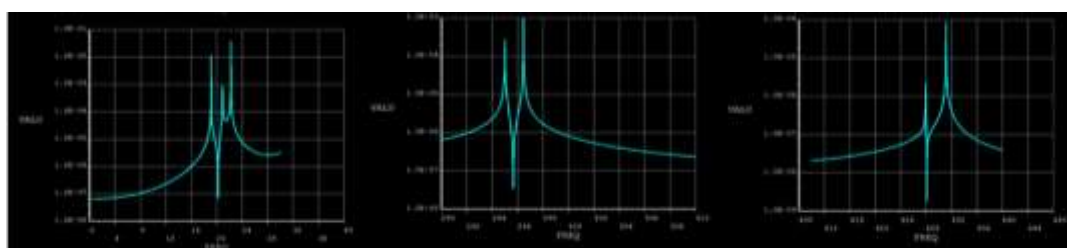


Figura 17. FRF detalhada da análise harmônica do ADVPM III acoplado a estrutura

4. AGRADECIMENTOS

Ao Programa de Educação Tutorial (PET) pela bolsa e infraestrutura e a Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) pela oportunidade do desenvolvimento deste trabalho.

5. REFERÊNCIAS

- BORGES, M.; 2009, Proposição, Avaliação Numérica e Experimental de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações Multimodal. 80 f. Dissertação de mestrado. Universidade federal de Uberlândia. MG.
- CUNHA JR, S. S., RADE, D. A.; 2000, Projeto ótimo de absorvedores dinâmicos do tipo viga para a atenuação de vibrações multidirecionais, I CONEM – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal.
- LARA, L. A.; 2007, Controle de Vibrações em Vigas Metálicas com Distintas Configurações de Apoio Utilizando Amortecedores de Massa Sintonizados. 156 p. Dissertação de Mestrado em Estruturas e Construção Civil, Universidade de Brasília, Brasília, DF.
- MÉNDEZ, Y. A. D.; 2014, Um estudo dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.
- ÖZGÜVEN, H. N; CANDIR, B.; 1986, Suppressing the First and Second Resonances of Beams by Dynamic Vibration Absorbers. Journal of Sound and Vibration, v.111, no.3, p.377- 390.
- PEREIRA, J. L. J.; 2019, Desenvolvimento e Aplicação do Algoritmo de Espectros de Lichtenberg em Otimização de Sistemas Mecânicos, Itajubá, 120p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.
- SILVA, C. T. Projeto e Localização Ótimos de Sistemas de Neutralizadores Dinâmicos Viscoelásticos Usando Algoritmos Genéticos. 2005. 155 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia da Manufatura, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

DESIGN OF A NEW MULTIMODAL PASSIVE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER

Julio Caldo Brotto, e-mail: julio.caldo@unifei.edu.br¹

Sebastião Simões Cunha Jr, e-mail: sebas@unifei.edu.br¹

João Luiz Junho Pereira, e-mail: joaoluizjp@gmail.com¹

Marc Moonens, e-mail: marc.moonens@condorcet.be²

¹Universidade Federal de Itajubá.

²Condorcet-Hainaut Provincial High School.

Abstract. The main purpose of this work is the design of a new model of a Multimodal Passive Dynamic Vibration Absorber (MMPDVA). In this way, through dynamic analysis, using Finite Element Method (FEM), the parameters of mass and stiffness of the ADVPM are obtained so that it can absorb vibrations in different frequency bands simultaneously, and can be applied in different type of mechanical systems. Here, the MMPDVA was coupled to a cantilevered beam. In the methodology used, the MMPDVA is parameterized through an FEM model and a global optimization procedure is used in order to find the new parameters of the MMPDVA that will make it able to attenuate vibrations in different frequency bands simultaneously. In the first step, an initial MMPDVA was modeled, which had only two initial design parameters, and a modeling code was created, which was used to obtain the modal and harmonic analysis data from the initial model of the absorber system. Once the data from the initial MMPDVA model was obtained, a new MMPDVA was designed, however, with new design parameters (7 parameters) that will be used as design variables in the optimization procedure in order to design the MMPDVA. We used a global optimization heuristic called Lichtenberg Algorithm (LA), developed by authors, in order to obtain the new parameters of the MMPDVA so that its natural frequencies are very close to the selected frequencies of the cantilevered beam, thus being able to attenuate vibrations in different frequency bands simultaneously. For the first approach, 3 vibration modes of the primary structure had the vibrations level attenuated. The final MMPDVA model presents an easy-to-build geometry, which can be applied to different mechanical structures.

Keywords: Vibrations, Multimodal Passive Dynamic Vibration Absorber, Lichtenberg Algorithm, Anti-resonance.