

Aplicação de um amortecedor de massa sintonizado para o controle de vibração de uma viga engastada

Janicely Fatima Stresser¹, Paulo Rogerio Novak¹, Giovanni Bratti², Francisco Augusto Aparecido Gomes¹

¹ Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
Universidade Tecnológica Federal Paraná – UTFPR, Via do Conhecimento, Km 1 CEP 85503-390, Pato Branco, Paraná, Brasil.
janicely@alunos.utfpr.edu.br, novak@utfpr.edu.br, franciscogomes@utfpr.edu.br

² Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
Universidade Tecnológica Federal Paraná – UTFPR, Via do Conhecimento, Km 1 CEP 85503-390, Pato Branco, Paraná, Brasil.
giovannibratti@utfpr.edu.br

Abstract. The concern with dynamic structural behavior has been increasingly relevant. The constant development of civil construction, combined with the growth of the regions and the increase in the population, has been forcing a continuous verticalization of the structures. Due to this verticalization, the structures were designed and built increasingly thin and with larger spans. However, due to their high flexibility, they are vulnerable to excessive vibrations that can cause discomfort to users and compromise the safety of the building. One of the control systems that can be used to reduce these oscillations is the Tuned Mass Damper (TMD), a device that, when coupled to the primary structure whose vibrations are to be controlled, is able to absorb vibratory energy at the connection point. In this study, a numerical simulation will be performed using the Finite Element Method (FEM), for a system formed by a cantilever beam at one end and free at the other. From the dynamic characteristics of the system, a TMD will be modeled and coupled to the structure, so that the first frequency of the system is attenuated. The results show a reduction of 77.8% for the displacement of the beam considering a mass ratio equal to 0.005 and a TMD damping factor of 0.043.

Keywords: Tuned Mass Damper, Control, Vibration.

1 Introdução

Estruturas em balanço, do tipo viga, são utilizadas em muitos campos de engenharia. Estas estruturas, durante sua vida útil, estão sujeitas as mais diferentes formas de carregamentos estáticos e dinâmicos. Em condições específicas, na qual ações dinâmicas são aplicadas, podem assumir um estado de vibração que compromete todo o sistema estrutural.

Quando sujeitas à oscilações indesejáveis, as estruturas, são propensas a apresentar uma resposta ao carregamento aplicado. Esta resposta, em alguns casos, pode apresentar grandes deslocamentos, que por sua vez, podem ter seu funcionamento interrompido, sua integridade física comprometida, causar desconforto ou ainda comprometer a segurança dos ocupantes [1].

Um dos sistemas de controle que pode ser utilizado para reduzir essas oscilações é o amortecedor de massa sintonizado (AMS), um dispositivo que, quando acoplado à estrutura primária, cujas vibrações desejam-se controlar, é capaz de absorver energia vibratória no ponto de conexão [2].

A utilização do AMS em vigas foi introduzida inicialmente por Young [3] e após analisada por Jacquot [4], que aperfeiçoou a técnica para obter os parâmetros ótimos de um AMS acoplado no centro de uma viga em balanço e submetida a carregamento harmônico.

Outros estudos foram realizados sobre AMS's para o controle das vibrações em estruturas. Ari e Faal [5] investigaram um problema de otimização de absorvedores dinâmicos de vibração para suprimir vibrações em placas finas dentro de uma ampla faixa de frequência. Yoon, Choi e So [6] propuseram um tipo de amortecedor de massa sintonizado para atenuar vibrações em três frequências de ressonância simultaneamente. Os resultados apontaram que o AMS é capaz de controlar as frequências ao mesmo tempo.

Rosa e Holanda [7] avaliaram a eficiência de um AMS quando acoplado em uma viga metálica bi-apoiada com um motor desbalanceado instalado. Para atenuar o primeiro modo de vibração da estrutura, um AMS foi projetado de modo que a frequência natural apresentasse valor próximo a frequência natural da estrutura vigamotor. A eficiência do AMS foi comprovada através da avaliação da resposta de aceleração na frequência de ressonância da viga.

Neste estudo é apresentada uma proposta de projeto de AMS para aplicação em vigas sujeitas a vibrações. Através do Método de Elementos Finitos (MEF), análises numéricas são realizadas e os resultados apontam que o controle de vibração por meio do AMS proposto é capaz de reduzir o nível de vibração em 78%, comprovando assim sua eficiência.

2 Metodologia

Com o objetivo de controlar a primeira frequência natural de uma viga engastada, um amortecedor de massa ajustado (AMS) foi dimensionado. Através das características dinâmicas do sistema primário o AMS foi modelado e acoplado na estrutura.

Nas seções 2.1 e 2.2 a seguir é apresentado o desenvolvimento teórico usado no projeto do AMS, o qual tem por finalidade suprimir as vibrações do primeiro modo de uma viga engastada-livre, chamada de sistema primário. Na sequência, na seção 2.3 são apresentados os procedimentos numéricos empregados nas simulações das respostas dinâmicas com e sem AMS.

As respostas do sistema foram obtidas por meio de análise modal, análise harmônica, e resposta ao impulso. Os resultados foram comparados para o sistema com e sem AMS.

2.1 Modelo teórico da estrutura primária e do AMS

A estrutura primária (Figura 1(a)) consiste em uma viga de aço 1020 engastada em uma extremidade e livre na outra. A viga possui seção transversal retangular e constante ao longo de seu comprimento. Para que o AMS possa ser dimensionado para atuar na primeira frequência natural da viga, é fundamental o conhecimento desta frequência. De acordo com a teoria de Euler-Bernoulli, a primeira frequência natural de uma viga engastada-livre é dada por:

$$f_{viga,1} = \frac{2.04}{2\pi} \sqrt{\frac{3E_1 I_1}{L_1^3 (M_1)}}, \quad (1)$$

onde o sub-índice 1 se refere ao sistema primário, E é o módulo de elasticidade da viga, I é a inércia da seção transversal da viga, L é o comprimento da viga e M é a massa da viga.

O AMS (Figura 1(b)) aqui proposto consiste em uma haste de alumínio, seção transversal uniforme e uma massa concentrada na extremidade. Considerando que a massa da haste seja desprezível, a primeira frequência natural do AMS pode ser calculada (Eq. 2) como descrito em [8]:

$$f_{AMS,1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3E_2 I_2}{L_2^3 (M_2)}}, \quad (2)$$

onde o sub-índice 2 se refere ao AMS, M_2 é a massa concentrada na extremidade da viga e M_v é a massa da viga

do AMS.

2.2 Dimensionamento do AMS

Para que o AMS atue de forma apropriada, a primeira frequência natural deve ser igual a frequência do primeiro modo de vibração da estrutura. Considerando a massa da viga do AMS como desprezível, o AMS pode ser projetado de acordo com as seguintes relações:

$$f_{AMS,1} = f_{viga,1} \quad (3)$$

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{M_2}{0.24M_1} \quad (4)$$

A razão

$$\mu = \frac{M_2}{0.24M_1} \quad (5)$$

fornece a proporção de massa concentrada com a massa do sistema primário.

Ao se aplicar um AMS para eliminar o pico de resposta ressonante, surge naturalmente dois picos laterais ao anterior. De acordo com Rao [8], estes dois picos laterais podem também ser reduzidos através da adição de amortecimento no AMS.

Conforme descrito em [8], um fator de amortecimento (ζ) ótimo pode ser determinado a partir da razão de massas (μ).

$$\zeta_{\text{ótimo}}^2 = \frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3} \quad (6)$$

2.3 Modelo numérico da estrutura primária e do AMS

A modelagem das respostas do sistema foram realizadas por meio do método em elementos finitos no programa computacional Ansys®.

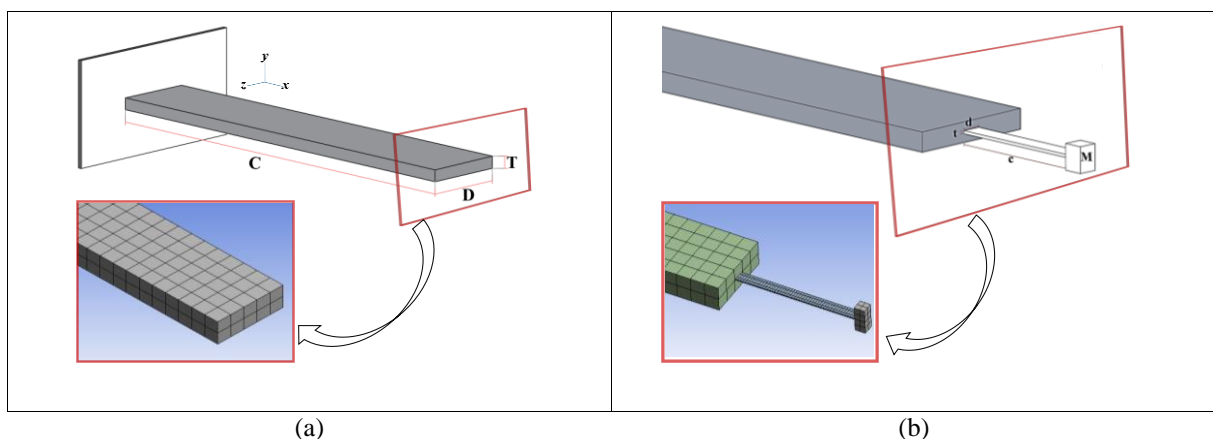


Figura 01: Modelo numérico do sistema: (a) Estrutura primária; (b) AMS acoplado na estrutura primária.
Fonte: Os autores.

As propriedades físicas e geométricas da viga e do AMS utilizadas são apresentadas na Tabela 01.

Tabela 01: Propriedades da viga engastada e do amortecedor de massa sintonizado.

Propriedades	Viga	AMS
Comprimento (C,c)	2,00 m	0,1704 m
Largura (D,d)	0,10 m	0,015 m
Espessura (T,t)	0,03 m	0,0012 m
Densidade	7850 Kg/m ³	2710 Kg/m ³
Massa (M ₁ , M ₂)	47,1 kg	5,3.10 ⁻² Kg
Módulo de Young (E ₁ , E ₂)	200 GPa	70 GPa
Coefficiente de Poisson	0,30	0,33
Fator de Amortecimento (ξ)	0,01*	0,043

* Foi inserido um fator de amortecimento arbitrário na viga apenas para limitar a amplitude na ressonância

A condição de contorno aplicada ao sistema é o engaste da superfície de menor área da seção transversal da viga e o ponto de acoplamento do AMS na viga. A conexão foi realizada na extremidade livre da viga através do contato entre a face correspondente a extremidade livre da viga e a face da viga do AMS.

Antes da obtenção das respostas do sistema foi realizada uma análise de convergência dos resultados, em relação ao refinamento de malha. A malha inicial foi refinada até chegar a uma malha com resultados precisos, mas também levando em consideração um menor tempo computacional. Os valores da frequência natural da viga engastada e do AMS calculados com a variação do tamanho do elemento são apresentados nas Tabela 2 e 3. A malha ideal selecionada para o modelo numérico da viga engastada contém 1000 elementos e do AMS contém 261 elementos.

Tabela 2. Análise de convergência da estrutura primária

Número de elementos	Tamanho do elemento (mm)	Primeira Frequência (Hz)
80	50	6,1430
268	30	6,1370
1000	20	6,1315
1876	15	6,1309
6000	10	6,1302
21450	7,0	6,1298
48000	5,0	6,1296

Tabela 3. Análise de convergência do AMS

Número de Elementos	Tamanho do elemento (mm)		Primeira frequência (Hz)
	Haste	Massa	
121	5,0	7,5	6,1336
188	4,0	7,5	6,1334
196	3,8	7,5	6,1328
251	3,7	7,5	6,1322
256	3,6	7,5	6,1319
261	3,5	7,5	6,1316
299	3,5	5,0	6,1316
470	5,0	7,5	6,1316
428	3,4	7,5	6,1309

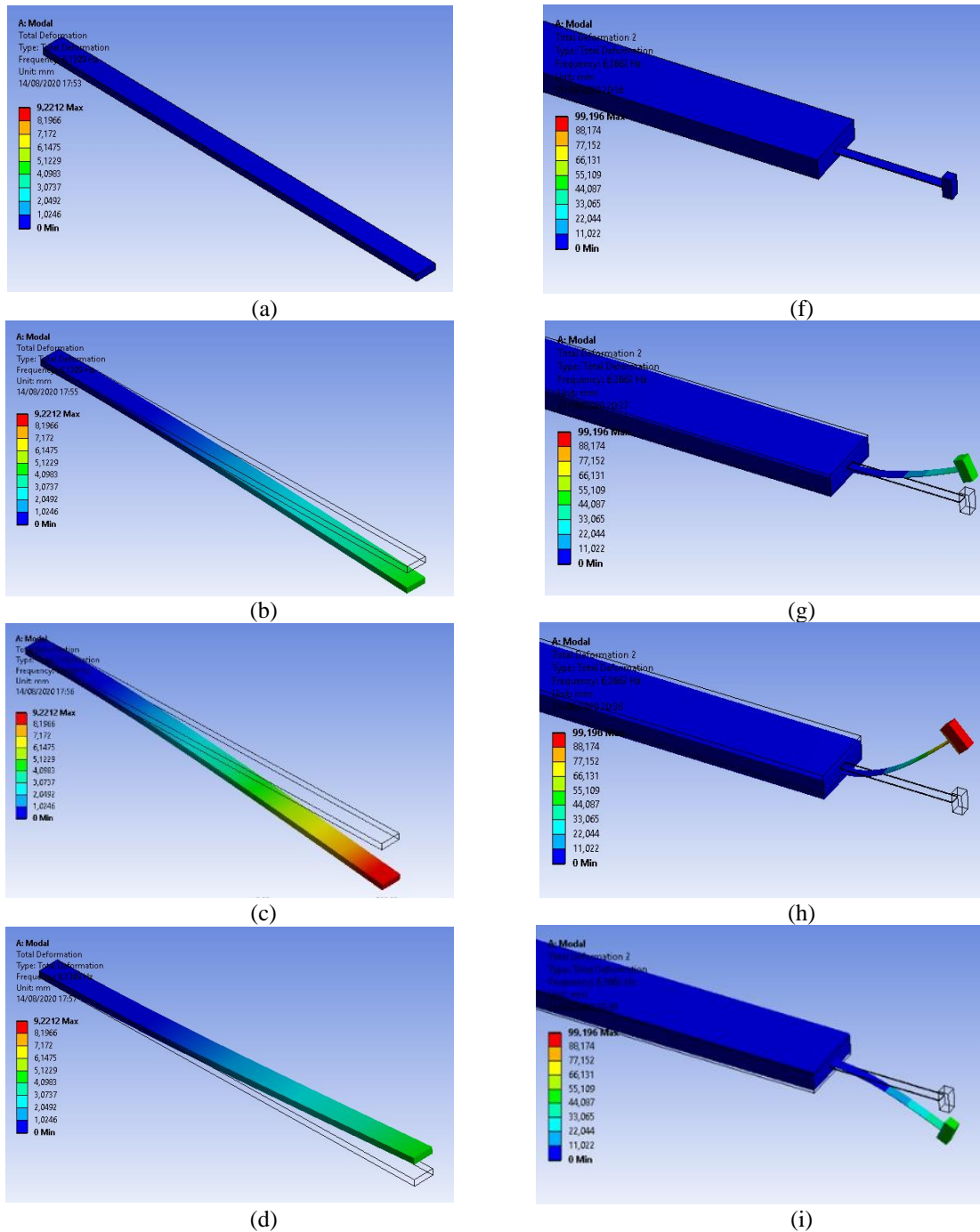
O amortecimento do AMS foi modelado utilizando o modelo de amortecimento de Rayleigh, também chamado de amortecimento proporcional. A partir do fator de amortecimento arbitrário para a estrutura primária e calculado para o ADV, determinou-se o coeficiente de massa, α , e o coeficiente de rigidez, β . Para a viga utilizou-se α com o valor de 0,5922 e β igual a 0,0001201. Para o AMS, o valor de α e β foi 3,0663 e 0,00016634, respectivamente.

Foram realizadas simulações de análise modal para a determinação da frequência natural e modos de vibração, resposta harmônica, para a determinação da curva da resposta em frequência e simulação transiente para determinar as respostas a um impulso, no domínio do tempo.

3 Resultados e Discussões

Nesta seção são apresentados os resultados das respostas dinâmicas da estrutura antes e após a implantação do AMS.

A Figura 2 apresenta o primeiro modo de vibrar da estrutura com e sem o AMS para um período de oscilação.



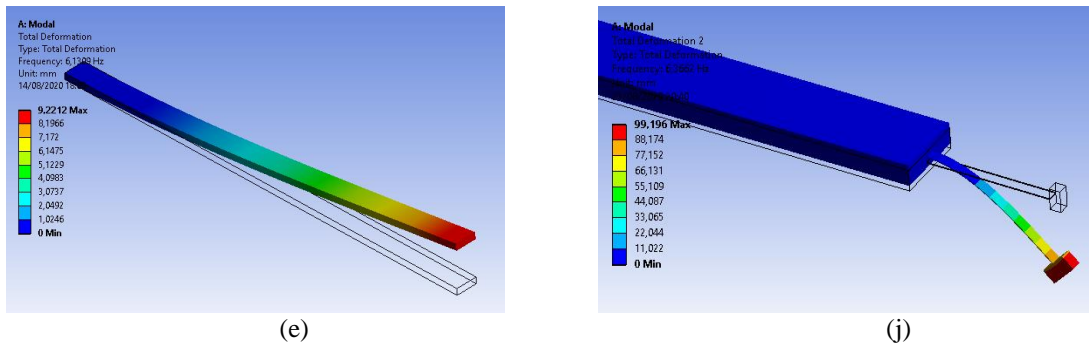


Figura 2: Primeiro modo de vibrar com e sem AMS, (a), (b), (c), (d) e (e) viga sem AMS; e (f), (g), (h), (i) e (j) viga com o AMS. Fonte: Os autores.

A amplitude da extremidade livre da viga no ensaio sem o AMS e com o AMS ajustado para 3 fatores de amortecimento é apresentado na Figura 3. Para a estrutura sem o AMS observa-se uma amplitude de 2,86 mm e uma frequência de 6,13 Hz. Nota-se que a reposta do sistema com AMS, com fator de amortecimento igual a 0, um primeiro pico com amplitude de 2,72 mm e frequência de 5,87 Hz, e um segundo pico com amplitude de 2,33 mm e frequência de 6,38 Hz. Observa-se claramente o surgimento de duas novas ressonâncias, no entorno da ressonância original, e uma redução da amplitude para a frequência de 6,13 Hz, de aproximadamente 98,5%, causado pela presença do AMS. Contudo, este tipo de combinação deve ser evitado, pois caso o sistema opere com uma força externa nesta frequência, ao ligar e desligar, sempre irá passar pelo primeiro pico de ressonância. Já para o caso em que o AMS foi otimamente ajustado, fator de amortecimento igual 0,043, encontrou-se uma redução de amplitude em torno de 77,8 % em relação ao sistema sem o AMS, nota-se que neste caso, o sistema não passará por grandes amplitudes ao entrar em operação. Já para o sistema com AMS, com fator de amortecimento de 0,08, verifica-se que devido a grande quantidade de amortecimento, o AMS acaba incorporando-se a estrutura primária retornando a um pico de ressonância somente.

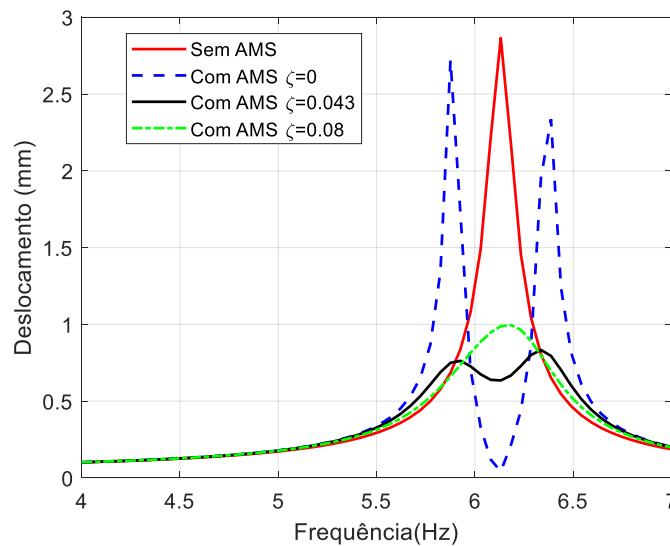


Figura 3: Resposta harmônica da estrutura com e sem AMS. Fonte: Os autores.

Na Figura 4 são apresentadas a respostas ao impulso da viga em termos do deslocamento da extremidade livre da viga com e sem o AMS. Observa-se que a viga sem o AMS levou aproximadamente 6,5 segundos para atingir uma amplitude de 0,0067 mm, enquanto o sistema com AMS levou 1,4 segundos.

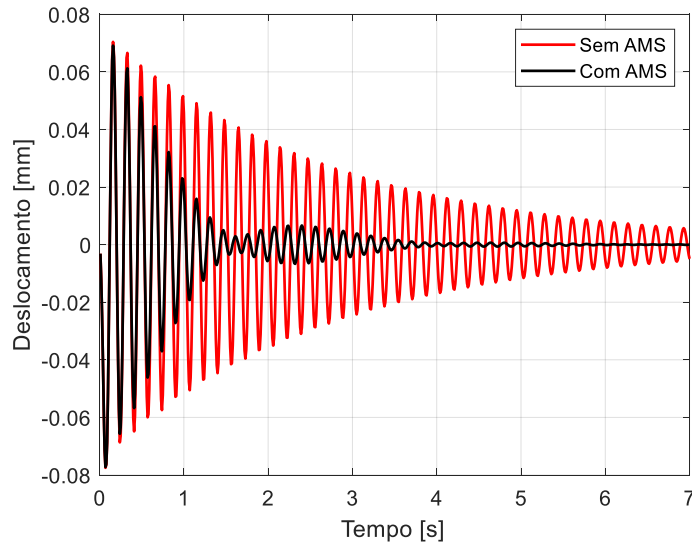


Figura 4: Resposta ao impulso da estrutura com e sem AMS. Fonte: Os autores.

4 Conclusão

Este trabalho apresentou uma proposta de projeto de AMS para a aplicação em uma viga engastada quando sujeita a vibração. As configurações da estrutura primária e AMS foram modeladas, de modo que a primeira frequência do AMS coincidissem com a frequência do primeiro modo de vibração da viga. A partir dos parâmetros construtivos e utilizando como base o método de elementos finitos no programa computacional Ansys®, realizou-se uma análise dinâmica da estrutura primária antes e após a instalação do AMS.

A análise de convergência da malha para a estrutura primária e para o AMS contribuiu para uma melhor precisão dos resultados.

Os resultados apontam que houve uma redução de 77,8% no deslocamento extremidade livre da viga para uma razão de massa igual a 0,005 e um fator de amortecimento do AMS de 0,043. Como pode-se observar, somente o ajuste da massa do AMS não é suficiente para diminuir a amplitude do sistema, pois os dois picos gerados, com o acoplamento do AMS, permanecem ainda com amplitude alta.

Referências

- [1] DÍAZ, Y. A. M. *Um Estudo dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais*, Itajubá, 113 f. Dissertação – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2014.
- [2] HUA, Y; WONG, W; CHENG.L. *Optimal design of a beam-based dynamic vibration absorber using fixed-points theory*. J Sound Vib, 2018.
- [3] YOUNG, D. Z. *Theory of Dynamic Vibration Absorbers for Beams*. Proceedings of the First U.S National Congress of Applied Mechanics, p.91-96, 1952.
- [4] JACQUOT, R. G. *Optimal Dynamic Vibration Absorbers for General Beam Systems*. Journal of Sound and Vibration, v.60, no.4, p.535-542, 1978.
- [5] ARI, M.; FAAL, R. T. *Passive vibration suppression of plate using multiple optimal dynamic vibration absorbers*. Archive of Applied Mechanics, v. 90, n. 2, p. 235-274, 2020.
- [6] YOON, G.H; CHOI, H; SO, H. *Development and optimization of a resonance-based mechanical dynamic absorber structure for multiple frequencies*, J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control, 2019.
- [7] ROSA, R. C; HOLANDA, R.V. *Redução de vibração em uma viga bi-apoiada com Neutralizador Dinâmico de Vibrações instalado*. Tecnia, 2016.
- [8] RAO, S. S. *Vibrações Mecânicas*. 4. ed. São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall, 2008, 424 p.
- [9] CHOPRA, A.K. *Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering*, 1995.