

Attenuation of sound radiation in concrete structure through the reduction of mechanical vibration

Atenuação de radiação sonora em estrutura de concreto através da redução de vibração mecânica

R. V. DE HOLANDA ^a
ricardo.holanda@ifg.edu.br

M. A. V. DUARTE ^b
mvduarte@mecanica.ufu.br

M. A. B. C. BADAN ^a
mabcbadan@gmail.com

J. L. DE O. PENA ^a
pena.jlo@gmail.com

R. C. ROSA ^a
engcanedorosa@gmail.com

Abstract

The efficiency of sound irradiance in structure has direct relation with its vibratory movement. Dynamic vibration absorbers (DVAs) are a low cost viable option for reducing vibrations in passive structures. Secondary systems attached to the primary system (structure) in order to reduce vibration. In this work it was used an experimental modal analysis procedure (EMA) for vibratory responses through impulsive excitations to determine the natural frequencies and the location of points suitable for attachment of DVAs in a concrete beam. Later it was designed and built DVAs to reduce vibration in a frequency band where the response of the human auditory system is more sensitive. The best project configuration for DVAs was evaluated for sensitivity thereof with respect to the change of the loss factor of the viscoelastic material used. Obtained reduction of more than 36% over the considered frequency band and over 70% in the region of the resonance frequency in which the DVAs were tuned.

Keywords: dynamic vibration absorber, experimental modal analysis.

Resumo

A eficiência da irradiação sonora em estrutura possui relação direta com seu movimento vibratório. Absorvedores dinâmicos de vibrações (ADVs) são uma opção viável de baixo custo para redução de vibrações em estruturas de forma passiva. São sistemas secundários fixados ao sistema primário (estrutura) com propósito de reduzir as vibrações do sistema primário. Neste trabalho foi utilizado um procedimento de Análise Modal Experimental (AME) para obter experimentalmente as frequências naturais e a localização dos pontos adequados para fixação dos ADVs em uma viga de concreto. Posteriormente, foram projetados e construídos ADVs para redução de vibração em uma banda de frequência onde a resposta do sistema auditivo humano é mais sensível. A melhor configuração de projeto para os ADVs foi avaliada quanto à sensibilidade dos mesmos com relação à alteração do fator de perda do material viscoelástico utilizado. Obteve-se redução superior a 36% ao longo da banda de frequência considerada, e superior a 70 % na região da frequência de ressonância na qual os ADVs estavam sintonizados.

Palavras-chave: absorvedor dinâmico de vibração, análise modal experimental.

^a Instituto Federal de Goiás, Campus Goiânia, Departamento de Engenharia Mecânica, Goiânia, GO, Brasil;
^b Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Uberlândia, MG, Brasil.

1. Introdução

A indústria da construção civil tem reduzidos seus custos através da adoção de alguns princípios de gestão e padronização de componentes e processos, aliados a utilização de procedimentos de cálculo, onde são usados parâmetros estruturais que reproduzem mais fielmente as cargas, as características dos materiais e processos empregados, o que resulta em estruturas mais leves e esbeltas.

Estruturas de concreto confeccionadas segundo estes princípios são um fator importante na evolução tecnológica por implicar em redução de custos, devido ao menor tempo na execução, menor volume dos materiais empregados e melhoria dos indicadores ambientais causados pela menor geração de entulho. No entanto, o menor volume de material, leva a menores taxas de absorção de vibração que tem causado desconforto acústico para os moradores dos edifícios. Batista; Varela, [1] observaram a existência de altos níveis de vibração em lajes de edifícios residenciais, causando desconforto acústico aos moradores, apesar das regras e os critérios de projeto terem sido obedecidos.

Todos os tipos de edificações, independentemente do uso a que se destinam, sejam públicos, tais como hospitais, escolas, hotéis, etc, ou privados como edifícios residenciais de uso multifamiliar, expõem seus ocupantes aos efeitos nocivos causados por ruídos. Estes sons possuem origens diversas como: passos, vozes, instalações hidro sanitárias, impacto de objetos sobre laje, televisores, aparelhos de som, dentre outros.

Pesquisas realizadas em 110 apartamentos na região de Goiânia obtiveram os seguintes resultados em relação ao conforto acústico das habitações: 73,40% enquadram-se na classificação como péssimo, ruim ou regular e 26,60% foram considerados bons (MARTINS; SAHB; NETO, [11]).

Impactos em lajes de piso de edifícios são transmitidos via estrutura em função dos processos vibratórios inerentes. Estudos mostram que nos sistemas construtivos tradicionais a transmissão indireta do ruído pelos flancos, através da vibração, é responsável por aproximadamente 50% da transmissão sonora entre dois ambientes quaisquer (RINDEL, [15]; NUNES; DUARTE, [13]). Os efeitos de excitações dinâmicas de piso não são limitados aos ambientes receptores localizados imediatamente abaixo da fonte. Por exemplo, em centros de ginástica, com caráter aeróbico, as vibrações induzidas podem ser percebidas lateralmente a 30m de distância numa mesma laje, ou a 10 pavimentos abaixo da fonte (LONG, [9]). Isto ocorre porque a laje se torna um irradiador de energia sonora em uma ampla faixa de frequências, devido ao movimento vibratório induzido pela excitação localizada do tipo impacto (BISTAFA, [2]).

Para o ruído do tipo contato fonte-piso, qualquer solução que reduza os níveis de vibração estrutural implicará na atenuação do ruído transmitido para outros ambientes.

Para reduzir o ruído de impacto, existem muitas técnicas diferentes, todas variando em preço e material. A melhor maneira seria o tratamento da fonte, ou seja: caminhada suave sobre tapetes e carpetes de forma a diminuir a energia do impacto. A solução mais tradicional consiste na utilização de materiais viscoelásticos entre o piso e o contrapiso, tomando cuidado com a transmissão de ruído pelos flancos (NUNES; DUARTE, [14]), é tratada na fon-

te (sendo este o andar de cima), e instalação de um material de amortecimento com caminhada tranquila sob o piso de chegada. Uma opção interessante para novas construções e edificações em uso seria a utilização de ADVs.

O ADV é um sistema secundário adicionado a um sistema estrutural primário, podendo atuar em qualquer frequência, cuja vibração ou ruído irradiado se deseja controlar. O controle através de ADV possui elevada robustez (sua ação é consequência da interação mecânica natural de componentes físicos), custo reduzido e na sua construção são utilizados materiais que permitem o projeto de modelos com geometrias diversas que podem ser incorporados aos ambientes de edifícios residenciais (ESPINDOLA; BAVASTRI; LOPES, [5]).

Em sua tese de Doutorado, Holanda [6] apresenta uma metodologia pioneira de projetos de ADVs objetivando a redução de ruído de impacto em lajes. Simulações com uma sala modelada via elementos finitos resultaram em atenuações da ordem de 16 dB no ruído de impacto.

Para a validação experimental da metodologia desenvolvida, neste trabalho foram projetados e aplicados vários absorvedores numa viga de concreto bi-apoia. Todos sintonizados em frequências onde o nível de audibilidade é mais significativo para o sistema auditivo humano, mesmo quando o nível de pressão sonora não é elevado.

Primeiramente, foram projetados, e construídos, dois absorvedores com fatores de perda distintos para avaliar experimentalmente a influência do fator de perda na performance dos absorvedores na redução de ruído de impacto.

Após a avaliação de sensibilidade quanto ao fator de perda, foram construídos três absorvedores dinâmicos de vibração tendo como parâmetros de projeto o fator de perda e três frequências naturais associadas aos modos de vibrar da viga de concreto armado, estimados via análise modal experimental (AME), e ensaios foram realizados visando a validação da metodologia proposta por Holanda [6].

2. Aspectos teóricos

2.1 Controle de vibração

Hoje em dia, devido à variedade de produtos desde uma ponte pênsil de alguns quilômetros de extensão (Millau, França) a dutos para resfriamentos por onde passam gases com grande velocidade, há necessidade de se identificar e interferir nas propriedades dinâmicas quer seja de componentes ou dos produtos montados, de modo que se possa garantir a integridade estrutural, a durabilidade e o bom funcionamento dos equipamentos. Não se pode deixar de lado o conforto dos indivíduos que estão diretamente ligados ao funcionamento e ao uso dos equipamentos quanto à exposição a níveis de ruídos aceitáveis, de acordo com a legislação. Existem três formas de reduzir os níveis de vibração:

- I. Atuar sobre a força de excitação eliminando-a, reduzindo sua amplitude e/ou alterando a sua frequência;
- II. Alterar a estrutura, variando suas características dinâmicas (massa, rigidez e amortecimento);
- III. Adicionar um sistema auxiliar a estrutura com o objetivo de eliminar ou reduzir a vibração e seus efeitos.

Difícilmente consegue-se atuar sobre a força de excitação, prin-

principalmente quando se imagina que pode ser o vento, ou devido ao impacto de um objeto qualquer com força e local de queda aleatórios. Atuar sobre a estrutura também se torna um problema complexo em situações onde se tem uma edificação, ponte ou outra construção de grande porte pronta em uso, ou quando se trata de algo simbólico cujo aspecto não pode ser alterado por questões estéticas. Portanto, a terceira hipótese torna-se viável em um grande número de aplicações onde se deseja a redução, e até mesmo a eliminação, da vibração.

O sistema auxiliar ou sistema secundário acoplado ao sistema principal pode ser de dois tipos de acordo com o objetivo desejado:

- I. Tipo MK – massa-mola: Den Hartog [4] demonstrou que a amplitude de vibração do sistema primário para uma determinada frequência natural de interesse tende a zero quando a frequência do sistema primário e secundário, conhecido como *Neutralizador Dinâmico de Vibração* NDV (Dayou [3]), coincidem, ou seja, quando ocorre a sintonia da frequência do sistema secundário. Ao fixar o sistema secundário em um determinado ponto da estrutura principal onde se deseja eliminar a amplitude vibratória, gera-se forças de reação, redistribuindo a energia vibratória, alterando a resposta da estrutura de forma tal que a frequência natural original do sistema primário é eliminada, mas faz surgir duas novas frequências naturais em torno da frequência extinta.
- II. Tipo MCK – com massa-amortecimento-mola: além de gerar forças de reação sobre determinado ponto da estrutura o elemento amortecedor viscoso ou histerético promove a dissipação da energia vibratória, atenuando a amplitude das novas frequências de ressonância. Por este motivo é denominado *Absorvedor Dinâmico de Vibração* (ADV). A utilização do elemento amortecedor possui a capacidade de ampliar o efeito dissipador de energia do ADV sobre uma banda de frequência em torno da frequência de sintonia.

Os NDVs tipo MK possuem apenas elementos que armazenam energia cinética e potencial elástico, não existindo qualquer tipo de dissipação de energia vibratória, o controle ocorre através do equilíbrio entre a força de excitação e de reação do absorvedor. Devido a esta configuração dois problemas podem ocorrer: a amplitude de vibração do NDV tornar-se elevada, o que pode causar

a sua ruptura por fadiga; e variações na frequência de excitação, podem fazer com que ocorra a dessintonização da frequência do NDV, o que pode aumentar a amplitude de vibração do sistema composto, devida a uma coincidência com a frequência de ressonância, levando ao colapso da estrutura. A solução para este tipo de ocorrência é o de se introduzir amortecimento no NDV, transformando-o em um ADV.

2.2 Absorvedor dinâmico de vibração (ADV)

O modelo espacial teórico do sistema estrutural mais simples possui apenas um grau de liberdade, composto por uma massa (m_2) fixada a uma mola de rigidez (k_2) e a um amortecedor (c_2), o qual pode ser viscoso (figura [1a]) ou histerético (figura [1b]). O modelo de dois graus de liberdade (coordenadas x_1 e x_2) movimenta-se em função da força F variantes no o tempo.

Os modelos físicos de amortecimento usualmente usados na modelagem dinâmica dos ADVs são:

- I. Viscoso – é o que ocorre entre uma peça sólida e um fluido viscoso (óleo lubrificante, por exemplo) interposto entre peças móveis do sistema mecânico.
- II. Histerético – é o que ocorre pelo atrito interno entre moléculas quando o sólido é deformado, fazendo com que a energia seja dissipada por materiais com características viscoelásticas.

Viscoelasticidade é um tipo de comportamento mecânico de certos materiais que possuem a propriedade de ao serem deformados, exibirem comportamento elástico (tensão proporcional à deformação), armazenando energia mecânica, e também comportamento viscoso (tensão proporcional à velocidade de deformação), dissipando energia na forma de calor. Estes materiais possuem propriedades mecânicas dependentes da temperatura (em geral considerada constante com objetivo de simplificação) e da frequência de vibração e podem ser caracterizados por duas propriedades transitientes: fluência e relaxação. São produzidos nas mais diversas formas tais como borrachas, resinas, espumas, esmaltes, acrílicos e filmes. Possuem rigidez complexa representada pela Equação (1) NASHIF et al., 1985[12]:

$$K_c(\Omega) = LG_c(\Omega) = LG(\Omega)[1 + i\eta(\Omega)] \quad (1)$$

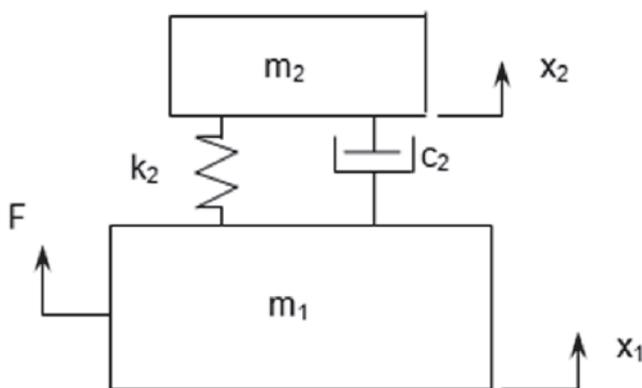


Figure 1a
Sistema Estrutural (m_1) fixado a um ADV com amortecimento viscoso

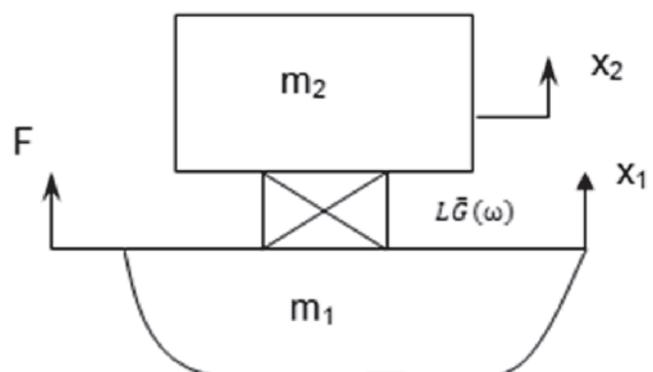


Figure 1b
Structural System (m_1) fixed to an ADV with hysteretic or viscoelastic damping

onde:

- é a rigidez complexa;
- é um fator de forma;
- é o módulo de cisalhamento complexo do material viscoelástico;
- é denominado fator de perda (FP).

O parâmetro adimensional que caracteriza a absorção de energia nos materiais viscoelásticos é denominado fator de perda (*loss factor*), sendo definido como a razão entre a resposta viscosa e elástica dos materiais. Materiais com elevado fator de perda (alta defasagem entre a excitação e a resposta) possuem um efeito viscoso elevado, dissipando mais energia do que materiais que possuam valores menores para fatores de perda.

Os motivos pelo qual o material viscoelástico tem sido amplamente utilizado na construção dos ADVs, é o fato de possuir boa resiliência, grande dissipação de energia e fácil modelagem. O efeito dissipador de energia reduz o nível de vibração no ADV, além de produzir o efeito de “espalhar” a absorção de vibração em frequências próximas à frequência de sintonia, tornando-o mais efetivo em uma banda de frequência maior.

A eficiência do controle de vibração sobre uma estrutura depende de um projeto adequado do ADV, com a especificação dos parâmetros de massa, amortecimento e rigidez, bem como a determinação da localização de sua fixação na estrutura principal. Geralmente o local ótimo deve ser sobre o ventre dos modos de interesse e a situação oposta seria sobre o nó onde caso fixado não teria efeito eficaz algum.

O primeiro modelo matemático desenvolvido para se projetar ADVs foi apresentado por Ormondroyd e Den Hartog (1928). Segundo Silva et al. [17], esses dispositivos com amortecedores viscosos são difíceis de construir e, em geral, utilizados apenas como comparação dos modelos matemáticos no estudo de controle de vibrações.

A equação (2) descreve o movimento do modelo espacial para um sistema com dois ou mais graus de liberdade, como representado pela Fig. [1a]:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \tag{2}$$

Onde [M], [C] e [K], são respectivamente as matrizes de massa, amortecimento e rigidez; {f(t)} é o vetor das forças de excitação e x(t) é o vetor dos deslocamentos das coordenada de interesse.

A matriz modal de um sistema não amortecido é constituída por todos os seus autovetores. Lançando mão da matriz de massa para normalização, obtemos a matriz modal

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} \\ \phi_{21} & \phi_{22} \end{bmatrix} \tag{3}$$

Na qual representa o elemento associado ao modo “n” e à posição “p”, onde “p” e “n”.

Para uma excitação harmônica cuja frequência é e amplitude , a resposta do sistema pode ser representada por, em que é a amplitude do deslocamento e a fase entre a excitação e a resposta. Supondo a ocorrência de amortecimento proporcional as matrizes de massa e de rigidez e empregando as propriedades de ortogonalidade mostradas nas Equações (4):

$$\Phi^T \cdot [M] \cdot \Phi = [I] \tag{4.1}$$

$$\Phi^T \cdot [C] \cdot \Phi = [c] \tag{4.2}$$

$$\Phi^T \cdot [K] \cdot \Phi = [\omega_n^2] \tag{4.3}$$

Onde: [I] é uma matriz unitária e [c] e $[\omega_n]$ são respectivamente matrizes diagonais de amortecimento e de autovalor, com $c = 2\xi_n \omega_n$. Com estas informações, podemos derivar a matriz de receptância $[\alpha(\omega)]$, cujos elementos são definidos pela Eq. (5),

$$[\alpha(\omega)]_{pq} = \alpha(\omega)_{pq} = \sum_{n=1}^N \frac{\{\phi_n\}_p \cdot \{\phi_n\}_q}{\omega_n^2 - \omega^2 + 2\xi_n \omega_n \omega i} \tag{5}$$

Onde $[\alpha(\omega)]_{pq}$, é um elemento localizado em sua linha “p” e coluna “q”, representando a resposta (deslocamento) da posição “p”, $x(t,x=p)$, motivada pela aplicação de uma força na posição “q”, $F(t,x=q)$.

Visto que a função de transferência traduz a relação entre a saída e a entrada de um sistema, podemos dizer que $[\alpha(\omega)]_{pq} = [H(\omega)]_{pq}$. Em 1968 Snowdon [18], construiu modelos matemáticos que utilizavam, ao invés de mola e do elemento viscoso, um material viscoelástico, que possui melhores características construtivas, representado pela figura [1b].

Soeiro [19] propôs um modelo viscoelástico simplificado, o qual consiste de um modelo de amortecimento viscoso com a constante de amortecimento dependente da frequência (o termo “constante” aqui se refere apenas ao tempo). Supõe-se que esta constante de amortecimento viscoso seja da forma:

$$c(\omega) = d(\omega)/\omega \tag{6}$$

A equação (6) equivale ao modelo de amortecimento histerético, sólido ou estrutural, onde o parâmetro “d”, é denominado de coeficiente de amortecimento histerético.

A função resposta em frequência para um sistema de um grau de liberdade, com amortecimento histerético excitado harmonicamente, pode ser expressa por:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{(-\omega^2 m + i\omega c + k)} = \frac{1/m}{(\omega_n^2 - \omega^2 + i\eta\omega_n^2)} \tag{7}$$

onde $\eta = \frac{d}{k}$ é conhecido como fator de perda (FP).

Já o comportamento dinâmico de uma estrutura com um número qualquer de graus de liberdade pode ser caracterizado por meio de suas funções resposta em frequência (FRF). A matriz , formada pelas FRF's, possibilita a obtenção de todas as características dinâmicas do sistema, podendo ser representada pela Eq. (8):

$$\{H(\omega)\} = \frac{\{X(\omega)\}}{\{F(\omega)\}} = \frac{1}{([K] - \omega^2 [M]) + i\omega [D]} \tag{8}$$

Onde: [M], [D] e [K] são as matrizes de massa, amortecimento histerético e de rigidez para o sistema primário.

2.3 Análise modal experimental (AME)

Segundo Soeiro [19] a análise modal é um processo por meio do qual descreve-se uma estrutura em termos de suas características naturais, que são frequências naturais, fatores de amortecimento

Tabela 1

Parâmetros construtivos da viga de concreto

Dimensões	Traço	Condição de apoio	Armadura longitudinal	Armadura transversal
10 x 20 x 200 (cm)	1 : 2 : 4	Bi-apoiada	Barras de aço diâmetro 8 mm	Barras de aço diâmetro 5 mm

e modos de vibrar, ou seja, suas propriedades dinâmicas.

A técnica clássica para identificação dos parâmetros modais AME (Análise Modal Experimental) utiliza a medição, com o auxílio de acelerômetros, dos sinais de excitação (realizada artificialmente) e resposta da estrutura em estudo. Posteriormente, a estimação dos parâmetros é feita com o uso de algoritmos específicos, os quais permitem que se utilizem técnicas no domínio da frequência ou do tempo (HOLANDA, [6]). Para facilitar a análise da resposta do sistema os sinais de entrada e saída são convertidos do domínio do tempo para o domínio da frequência a partir da Transformada Rápida de Fourier (TRF), devido à facilidade de manipulação das equações neste domínio.

Algumas das hipóteses fundamentais da AME que devem ser consideradas são:

- A estrutura é invariante no tempo (os parâmetros modais são constantes) e linear, ou seja, a resposta da estrutura a qualquer combinação de forças simultâneas é a soma das respostas individuais de cada uma das forças atuando isoladamente;
- A estrutura em teste pode ser descrita adequadamente por um modelo discreto (INMAN, 1994 [8]);
- As estruturas além de apresentar comportamento linear, também devem ser ensaiadas sem que a força seja superior àquela que limita o comportamento linear (INMAN, 1994 [8]).

O procedimento AME utilizado neste trabalho é o proposto por Holanda [7] que utiliza forças impulsivas para excitar a estrutura analisada.

3. Descrição do experimento

3.1 Metodologia

A metodologia utilizada neste trabalho consistiu:

Uma Análise Modal Experimental AME, excitação impulsiva, de uma viga de concreto bi-apoiada com o objetivo de estimar as frequências naturais e formas modais da estrutura. As frequências naturais são utilizadas para a sintonização dos ADVs. Já as formas modais são utilizadas para o posicionamento otimizado dos mesmos. Neste trabalho foram selecionados três modos para controle.

Estimadas as frequências naturais, associadas aos modos de vibrar os quais deseja-se reduzir o movimento vibratório, foram construídos dois absorvedores dinâmicos de vibração com fatores de perda distintos, sintonizados em uma das frequências naturais, para se avaliar experimentalmente qual configuração de projeto apresenta maior efetividade na redução do movimento vibratório. Selecionada a configuração de projeto foram construídos mais dois dispositivos sintonizados nas outras duas frequências

naturais de interesse. Com os dispositivos instalados uma nova AME foi realizada para avaliação da performance (redução dos níveis de aceleração).

3.2 Ensaios experimentais

Inicialmente, construiu-se uma viga de concreto armado com as características apresentadas na tabela [1].

O sistema de aquisição de dados foi montado utilizando-se os equipamentos e sensores descritos abaixo:

- Acelerômetro miniatura piezoelétrico IEPE, conector com cabo integral, base isolada com as seguintes características: banda de frequência: 1 a 20.000 Hz; massa: 1,5 gramas; Sensibilidade: 10 mV/g;
- Módulo de Aquisição de dados, 4 entradas simultâneas, 24 bit resolução AD, 512 K/S/S de amostragem;
- Martelo de Impacto Instrumentado 22,7 mV/N;
- Notebook, cabos e cera para fixação.

Uma foto da viga, com o aparato experimental, é mostrada na Figura [2].

Durante os procedimentos de medição a viga de concreto, apoiada em dois suportes, foi mantida com vão livre de 1,80 metros.

O vão foi subdividido em dez partes espaçadas de 18 cm, sendo que a posição "1" e a posição "11" ocupam os extremos do vão livre, conforme figura [3]. Para a realização da AME foram utilizados dados de aceleração oriundos de quinze aquisições de sinais de impactos em cada ponto, com frequência de amostragem de 6400 Hz. Durante todos os ensaios o acelerômetro foi mantido fixo na posição 2. Todos os dados foram adquiridos no domínio do

**Figura 2**

Viga de concreto bi-apoiada, com sistema de aquisição de dados instalado

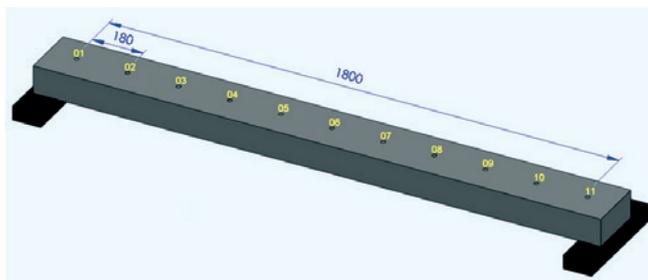


Figura 3
Viga de concreto com indicação das posições de medição

tempo através do uso de uma rotina desenvolvida com auxílio do software Labview®;

4. Resultados e discussões

Utilizando-se uma rotina desenvolvida com o software Scilab os sinais obtidos nos ensaios no domínio do tempo foram transformados para o domínio da frequência através do uso da transformada rápida de Fourier (FFT). Das quinze aquisições realizadas para cada uma das onze posições analisadas, foram selecionadas dez, das quais se obteve a média do sinal resposta em aceleração da estrutura para cada posição, assim como o respectivo sinal entrada representado pela força.

Utilizando-se os dois sinais de entrada e saída foi realizado o cálculo da função resposta em frequência (FRF) como descrito na equação (8). Analisando as FRFs foram selecionados os modos de vibrar associados as frequências naturais de: 453 Hz, 727,5 Hz e 1031 Hz, a serem controlados com o uso de ADVs. A título de exemplo, a figura [4] mostra a amplitude da FRF da posição 2, onde foi afixado o acelerômetro, com as frequências naturais na banda de 0 a 2000 Hz marcadas. É identificada a frequência

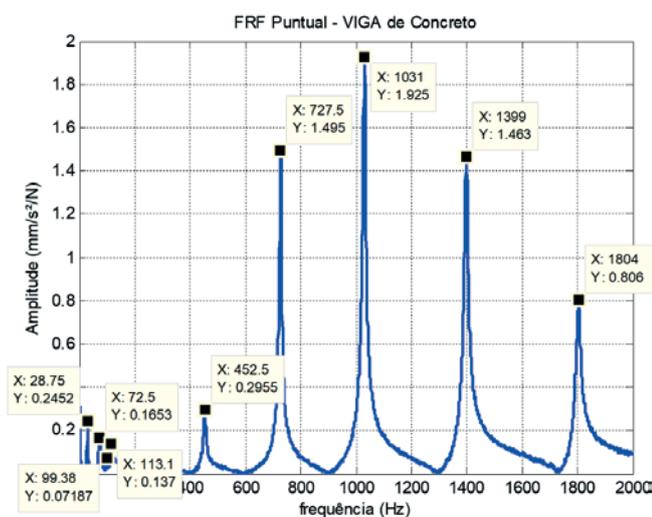


Figura 4
Função resposta em frequência da viga de concreto armado

fundamental de 28,75 Hz associada ao primeiro modo de flexão, bem como outras seis frequências de ressonância sendo duas relacionadas a modos de torção: 72,5 Hz e 99,38 Hz e as demais a modos de flexão.

Considerando a posição em que se encontra viga, os modos de flexão movimentam a maior seção da estrutura com amplitude de deslocamento mais elevada, conseqüentemente deslocando um volume maior de ar, meio no qual o som é irradiado. Portanto, ao se minimizar o movimento dos modos de flexão ocorrerá a redução do nível de pressão sonora. A figura 5 apresenta os modos de flexão da viga bi-apoiada construída, associados com suas respectivas frequências de ressonância. Nesta figura é possível identificar as posições onde foram fixados os ADV's próximos aos ventres.

Com o objetivo de determinar a melhor configuração de projeto dos ADVs, através do parâmetro mais eficiente do fator de perda do material viscoelástico, foi selecionado o modo de vibrar associado à frequência natural de 727,5 Hz para a sintonização do absorvedor dinâmico de vibração. Para sua construção foram utilizados alumínio para a base, aço para obter o parâmetro de massa e dois tipos de materiais com propriedades viscoelásticas distintas. Os dispositivos foram fixados em uma mesa inercial e ensaiados com carregamento de impacto. A figura [6] mostra a foto do aparato experimental, composta por martelo de impacto, acelerômetro e sistema de aquisição de dados. O acelerômetro foi posicionado sobre a massa metálica e o impacto realizado sobre o eixo central de fixação da massa metálica. Os sinais foram adquiridos no domínio do tempo com uma frequência de aquisição de 2048 Hz e utilizou-se a AME para a estimativa das FRFs.

Na figura [7] são apresentadas as FRF dos dois dispositivos ensaiados. Na figura, a curva mais esbelta e o pico pontiagudo corresponde ao ADV de menor fator de perda. Já a curva com a configuração espalhada representa o ADV de maior fator de perda. O valor do fator de perda dos dispositivos foi obtido através do método da banda de meia potência ou energia. De acordo com

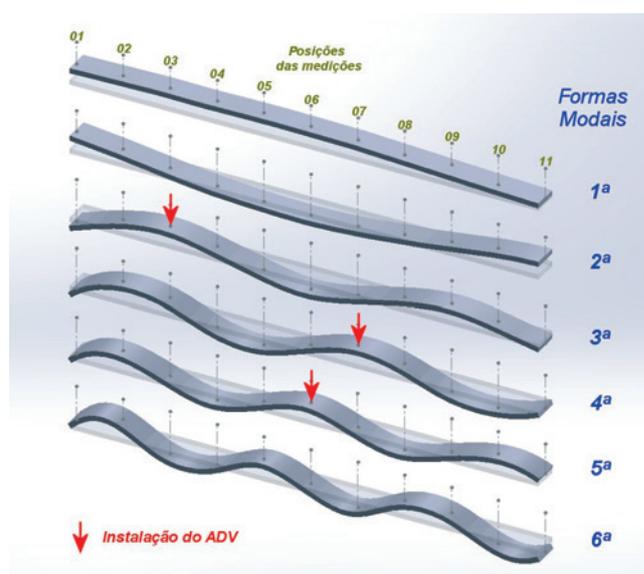


Figura 5
Modos de flexão da viga de concreto armado

Magalhães [10] é um método de um grau de liberdade para fazer estimativas locais de frequência modal e do amortecimento. O método é baseado na observação que a resposta do sistema atinge



Figura 6
Mesa inercial com aparato experimental para realização da AME

em um ponto de máxima amplitude (pico) próximo a frequência natural. O valor de frequência onde o valor extremo é observado é chamado de frequência de ressonância ω_n e é uma boa aproximação da frequência natural.

O método apresenta as seguintes características: boa estimativa para o fator de amortecimento para materiais com baixo e alto amortecimento desde que haja número adequado de pontos na banda de meia potência; fácil implementação computacional; e melhores resultados são obtidos quando os modos são bem espaçados.

O amortecimento pode ser estimado encontrando-se os pontos ω_1 e ω_2 , em ambos os lados do pico da FRF, que correspondem à metade da amplitude de (3dB abaixo) da frequência de ressonância. Os pontos ω_1 e ω_2 são denominados de pontos de meia potência determinam uma faixa de frequência conhecida como banda de meia potência, podem ser obtidos graficamente (figura [8]), ou pode-se determinar o fator de perda pela Eq. 9:

$$\eta = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2\omega_n^2} \tag{9}$$

Este método é particularmente sensível à resolução espectral e erros significativos podem ser introduzidos em FRFs com baixa resolução onde há grandes probabilidades do valor de pico dos modos ficarem entre duas linhas espectrais. Para uma boa estimativa do fator de perda a largura da banda de meia potência ($\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$) da ressonância analisada deve possuir pelo menos cinco pontos em frequência.

A tabela 2 apresenta as características construtivas dos ADVs representados pelas FRFs (figura [7]), denominados de "A_1" o dispositivo com fator de perda mais elevado e de "B_1" o dispositivo de fator de perda menor, além da frequência natural do modo selecionado através da FRF da viga de concreto (figura [4]). Entre

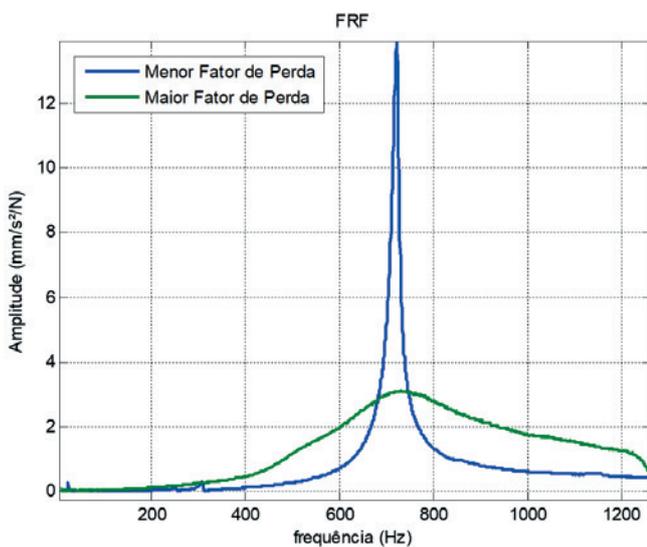


Figura 7
Função resposta em frequência dos ADVs construídos

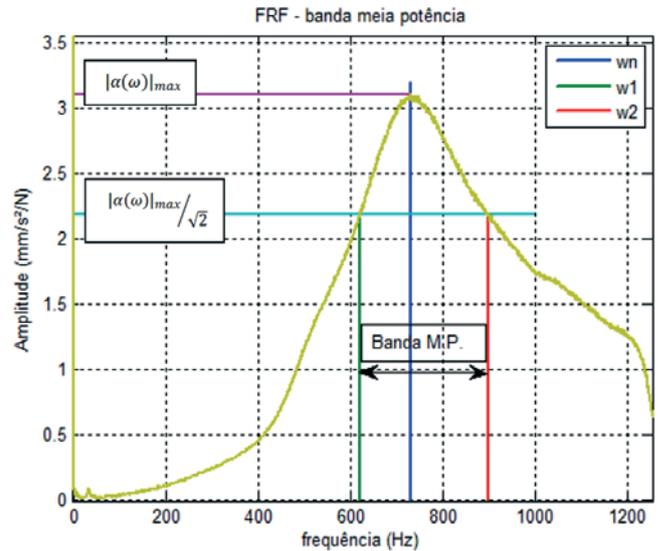


Figura 8
Determinação do fator de perda através do método de banda de meia potência (M.P.)

Tabela 2
Parâmetros construtivos dos ADVs

ADV	MASSA (gr)	% ADV/VIGA	FREQ.SINT. (Hz)	FREQ. ADV (Hz)	FAT. PERDA
A_1	1060,3	1,06	727,5	729,4	0.3926
B_1	1256	1,26		721,9	0.0185

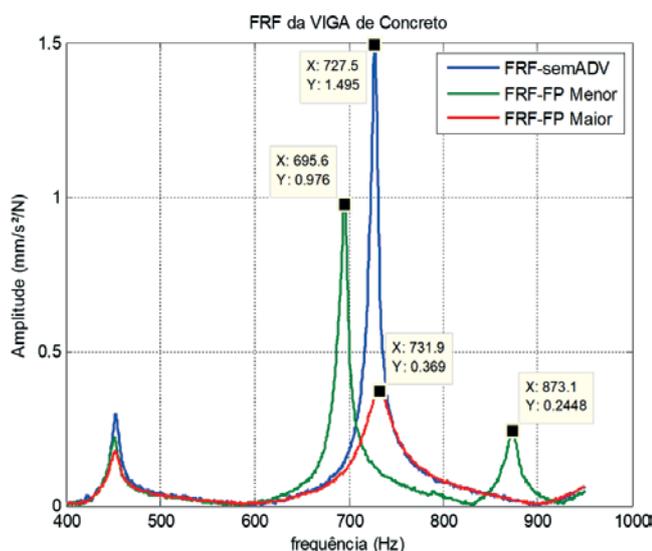


Figura 9
FRFs da Viga de Concreto com e sem os dispositivos instalados – banda de influência de 400 a 900 Hz

os parâmetros construtivos encontram-se: a massa de cada ADV, a relação percentual de massa ADV/VIGA e a frequência de ressonância dos ADVs.

Dois novos ensaios foram realizadas na viga de concreto com os dispositivos instalados, para se avaliar qual fator de perda demonstrou maior atenuação no movimento vibratório para o modo selecionado (727,5 Hz). A figura [9] representa as FRFs pontuais da viga com os dispositivos e sem os dispositivos instalados.

Pode-se observar que para o dispositivo com fator de perda maior, foi obtida uma redução no pico da amplitude do modo de vibrar relacionado à frequência natural de 727,5 Hz de 75,32 % (de 1,495 para 0,369 mm/s²/N). Mas ao observar o gráfico da figura [11] fica claro que ocorreu influência no modo de vibrar associado à frequência natural de 453,1 Hz. Considerando uma banda de frequência de 400 a 900 Hz a redução do movimento vibratório alcançou 50,81%, para um dispositivo que acrescentou apenas 1,06% de peso a estrutura original.

Já para o dispositivo com fator de perda menor, o movimento vibratório do modo de vibrar relacionado à frequência natural de 727,5 Hz desapareceu, demonstrando que o fator de perda reduzido do material viscoelástico assemelha o funcionamento do absorvedor dinâmico de vibração ao funcionamento de um neutralizador dinâmico de vibração construído com mola de aço sem

amortecimento. A semelhança também pode ser observada com o surgimento de duas novas frequências de ressonância na estrutura situadas nas laterais do modo eliminado (frequências de 695,6 Hz e 873,1 Hz). Através do gráfico da figura [9] verifica-se que também ocorreu influência no modo de vibrar associado a frequência natural de 453,1 Hz. Considerando uma banda de frequência de 400 a 900 Hz a redução do movimento vibratório alcançou 27,06%, para um dispositivo que acrescentou apenas 1,26% de peso a estrutura original.

Tendo em vista que o objetivo principal deste trabalho foi o de reduzir o movimento vibratório na estrutura e não apenas em um modo de vibrar, optou-se por construir três absorvedores dinâmicos de vibração com fator de perda elevado, com frequências de ressonância próximas às frequências naturais já selecionadas. Os parâmetros construtivos dos ADVs: massa, a relação percentual de massa ADV/VIGA, frequência de ressonância e o fator de perda são mostrados na tabela [3].

Os fatores de perda dos materiais utilizados na construção dos ADVs são distintos, pois foram utilizados materiais viscoelásticos associados, com intuito de obter a frequência de sintonia do dispositivo com a estrutura utilizando-se uma relação de massa baixa. Mesmo assim verifica-se que o dispositivo A_1 o qual possui fator de perda 0,2947 menor valor entre os três ADVs construídos é dezesseis vezes maior do que o NDV denominado B_1 dispositivo de baixo fator de perda apenas 0,0185.

Se a intenção fosse o controle de apenas um modo de vibrar o dispositivo deveria estar sintonizado na frequência natural associada a este modo. Mas como o controle foi realizado para três modos, a alteração das matrizes de massa, rigidez e amortecimento com o acréscimo de novos graus de liberdade representados pelos ADVs, altera as frequências naturais dos modos de vibrar da viga sem os ADVs. Portanto, para se obter a redução na amplitude de vibração basta que os ADVs tenham frequência natural próxima as frequências naturais dos modos selecionados da estrutura.

Na tabela [4] encontram-se as frequências naturais em Hertz (Hz) associadas aos modos selecionados e os valores de pico das FRFs em aceleração das onze posições em que a viga foi subdividida sem os ADVs instalados.

Em destaque na tabela [4] encontram-se as maiores amplitudes em aceleração associadas a cada uma das três frequências naturais associadas aos modos de vibrar selecionados para controle do movimento vibratório. Estes valores são observados, pois os ADVs devem ser fixados nas coordenadas geométricas ocupadas por estes pontos, para que se obtenham a máxima redução da vibração da estrutura, conforme indicado na figura [10].

Uma AME foi realizada na viga de concreto com os dispositivos instalados, para se avaliar a redução do movimento vibratório

Tabela 3
Parâmetros construtivos dos ADVs

ADV	MASSA (gr)	% ADV/VIGA	FREQ.SINT. (Hz)	FREQ. ADV (Hz)	FAT. PERDA
A_1	2319,9	2,32	453,1	463,1	0.6955
A_2	1060,3	1,06	727,5	729,4	0.3926
A_3	816,3	0,82	1031	975,6	0.2947

Tabela 4

Valores de pico das FRFs nos onze pontos da viga

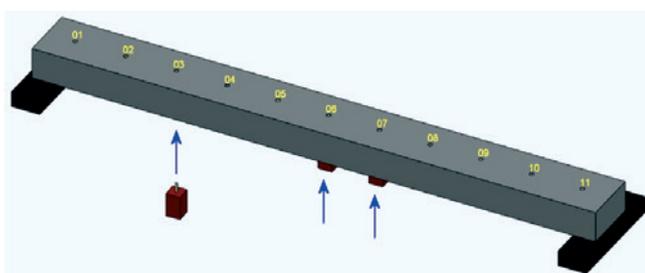
Posição	Frequência (Hz)		
	453.1	727,5	1031
1	0.3184	0.7146	0.4283
2	0.2140	1.331	1.898
3	0.4532	1.077	0.1459
4	0.2038	0.8675	2.048
5	0.2605	1.584	0.0825
6	0.5127	0.07203	2.131
7	0.266	1.650	0.057
8	0.1942	0.9427	2.102
9	0.4265	0.9955	0
10	0.2124	1.312	1.724
11	0.2905	0.6042	0.3243

obtido nos modos selecionados e em uma banda de frequência de influência de 400 Hz a 1550 Hz. A figura [11] apresenta as FRFs pontuais com os dispositivos instalados e sem os dispositivos instalados.

Analisando a figura [11] observa-se que para aos modos selecionados de 453,1 Hz, 727,5 Hz e 1031 Hz obteve-se uma redução no pico da amplitude do modo de vibrar relacionado à frequência de ressonância de 79,75 %, 69,9 % e de 79,5 % respectivamente. Considerando a influência nos modos de vibrar próximos em uma banda de frequência de 400 a 1550 Hz a redução do movimento vibratório alcançou 36,03%, para os três dispositivos que acrescentaram apenas 4,2 % de peso a estrutura original. Den Hartog [4] sugere uma relação entre as massas dos ADVs e da estrutura primária em 10% (a literatura indica até 25%). Esta redução significativa na relação de massa valida toda a metodologia proposta neste trabalho.

5. Conclusões

Absorvedores dinâmicos de vibração construídos com material viscoelástico cujo fator de perda é elevado propiciaram redução maior no movimento vibratório da estrutura a qual foram fixados.

**Figura 10**

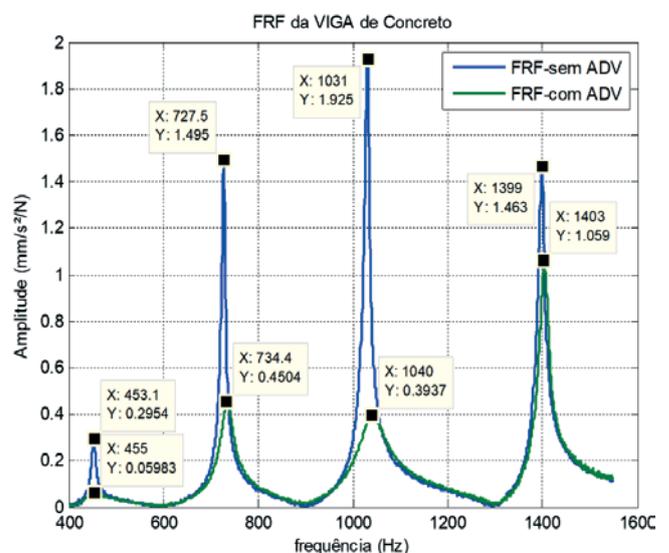
Desenho da viga de concreto com indicação das posições de fixação dos dispositivos

Considerando o presente estudo foi obtida uma redução no pico da amplitude do modo de vibrar relacionado à frequência natural de 727,5 Hz de 75,32 % (de 1,495 para 0,369 mm/s²/N), quando fixado apenas um ADV.

Ao se utilizar um único ADV com objetivo de atenuar o movimento vibratório de uma estrutura em um modo de vibrar específico ocorre influência em modos de vibrar próximo. Ao se fixar um ADV para controle do modo de vibrar associado à frequência de 727,5 Hz ocorreu redução no modo de vibrar associado à frequência natural de 453,1 Hz. Ao se considerar uma banda de frequência de 400 a 900 Hz a redução do movimento vibratório alcançou 50,81%, para um dispositivo que acrescentou apenas 1,06% de peso a estrutura original.

Dispositivos com fator de perda menor possuem atuação na estrutura de forma semelhante a de um neutralizador dinâmico de vibração o movimento vibratório do modo de vibrar relacionado à frequência natural sintonizado ao dispositivo desaparece e surgem duas novas frequências de ressonância na estrutura em torno do modo de vibrar eliminado. O modo de vibrar da viga associado à frequência natural de 727,5 Hz desapareceu, e surgiram duas novas frequência de ressonância na estrutura situadas nas laterais do modo eliminado (frequências de 695,6 Hz e 873,1 Hz). Assim como no dispositivo de fator de perda elevado também ocorreu influência no modo de vibrar associado a frequência natural de 453,1 Hz. Ao se considerar uma banda de frequência de 400 a 900 Hz a redução do movimento vibratório alcançou 27,06%, para um dispositivo que acrescentou apenas 1,26% de peso a estrutura original.

Portanto, se o objetivo for o de eliminar um determinado modo de vibrar, por exemplo, devido à coincidência da frequência natural deste modo com a frequência de excitação de um equipamento instalado sobre a estrutura, torna-se viável o uso de dispositivos com baixo fator de perda. Visto que neutralizadores dinâmicos de vibração tendem a se danificar devido à fadiga causada pela falta de amortecimento. Apesar de baixo fator de perda os ADVs

**Figura 11**

FRFs da Viga de Concreto com e sem os três dispositivos instalados – banda de influência de 400 a 1550 Hz

construídos com material viscoelástico com esta característica possuem amortecimento capaz de dissipar na forma de calor o movimento vibratório, aumentando a vida útil do dispositivo.

Mas se o objetivo for o de reduzir o movimento vibratório da estrutura em uma banda larga de frequência, por exemplo, objetivando a redução de ruído transmitido por via estrutural, o uso de dispositivos com elevado fator de perda produz melhores resultados.

A utilização dos três absorvedores dinâmicos de vibração promoveram uma redução média de até 76,4% no valor máximo de pico da amplitude de aceleração do movimento vibratório dos modos de vibrar selecionados, para a posição 2 (FRF-Puntual). Considerando a banda de frequência que engloba os três modos a redução alcançou 36,03%. Apesar de não ter sido utilizado um procedimento otimizado para seleção da frequência de ressonância dos ADVs adicionados a estrutura obteve-se elevada redução na vibração da viga submetida a carregamento de impacto.

Os dispositivos produzidos possuem frequência de ressonância diferente das frequências naturais dos modos selecionados, diferença varia de 0,27 % para frequência de 727,5 Hz a 5,37 % para o modo de 1031 Hz. Ao adicionar massa na estrutura, através da fixação dos dispositivos, altera-se a configuração estrutural da viga ocorrendo mudança nos valores das frequências naturais, portanto a frequência de sintonia ideal dificilmente será uma das frequências naturais originais da estrutura sem os dispositivos fixados. Por este motivo a sintonia entre as frequências naturais ADV/Viga não necessitam que sejam as mesmas, basta que sejam próximas, para que o uso dos dispositivos se torne efetivo na redução do movimento vibratório.

Os três dispositivos construídos possuem peso total de 4,196 Kg, o que corresponde ao acréscimo de 4,2% ao peso da estrutura valor inferior ao sugerido pela literatura que pode alcançar 25% do peso da estrutura primaria.

6. Agradecimentos

Os autores gostariam de agradecer ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Estado de Goiás – IFG e a Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Goiás - FAPEG. A Indústria 3M do Brasil pelo fornecimento do material utilizado na construção dos dispositivos.

7. Referências bibliográficas

- [1] BATTISTA, R. C.; VARELA, W. D, Medidas Corretivas para Vibrações de Painéis Contínuos de Lajes de Edifício. In: XXX Jornadas Sul-Americanas de Engenharia Estrutural, 2002, TRB0282, Brasília, DF.
- [2] BISTAFA, S. R. Acústica Aplicada ao Controle de Ruído. São Paulo: Edgard Blucher, 2006.
- [3] DAYOU, J. Fixed-Points Theory for Global Vibration Control Using Vibration Neutralizer. Journal Sound and Vibration, v. 292, p. 765-776, 2006.
- [4] DEN HARTOG, J. P. Mechanical Vibrations, 4th edition. Mcraw-Hill, New York, 1956. ESPÍNDOLA, J. J. Passive Control of Structure with Viscoelastic Device, 1999, Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, vol. 01, PP. CD-R.
- [5] ESPÍNDOLA, J. J.; BAVASTRI, C. A.; LOPES, E. M. O. On the Passive Control of Vibrations with Viscoelastic Dynamic Absorbers of Ordinary and Pendulum Types. Journal of The Franklin Institute, v. 347, p. 102-115, 2010.
- [6] HOLANDA, R. V. Uma Metodologia de Atenuação de Ruído Transmitido por Lajes Utilizando Absorvedores Dinâmicos de Vibração. 2012. 125 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- [7] HOLANDA, R. V.; DUARTE, M. A. V.; PENA, J. L. O.; OLIVEIRA, E. L. Um Estudo Sobre a Utilização de Análise Modal Operacional com Excitação Transiente. 2010, VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2010. Campina Grande - PB.
- [8] INMAN, D. J. Engineering Vibration. Englewood Cliffs Prentice Hall, 1994.
- [9] LONG, M. Architectural Acoustics. Burlington: Elsevier Academic Press, 2006.
- [10] MAGALHÃES, M. C.. Fundamentos de Acústica Estrutural. São Paulo: All Print Editora, 2013.
- [11] MARTINS, L. A. C.; SAHB, C. A. S.; NETO, M. F. F., Conforto Acústico de Apartamentos Residenciais Quanto ao Ruído de Impacto. Conferência Latino Americana de construção Sustentável, 1, Encontro Nacional do Ambiente Construído, 10, Anais, São Paulo, 2004.
- [12] NASHIF, A. D.; JONES, D. I. G.; HENDERSON, J. P. Vibration Damping. Wiley, New York, Chap. 1, 1985.
- [13] NUNES, M. A. A.; DUARTE, M.A. V. Transient Analysis of Great Concrete Structure Using the Finite Element Technique, 2005, Internoise Environmental Noise Control, Rio de Janeiro.
- [14] NUNES, M. A. A.; DUARTE, M.A. V. Estudo Sobre a Transmissão de Ruídos em Lajes de Apartamentos Residenciais. 2002, Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2002. João Pessoa - PB.
- [15] RINDEL, J. H. Sound Insulation of Building. The International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, 36, Istanbul, 2007.
- [16] SANT'ANNA, R. Análise de Acidente com Rotor. Rio de Janeiro: PUC-Rio, 2007.
- [17] SILVA B. E. P., PEREIRA J. A., FREITAS T. C. Influência dos Componentes Harmônicos na Análise Modal Operacional de um sistema massa-amortecedor-mola de 5 GL(s), 7^o Brazilian Conference on Dynamics, Control and Application, UNESP, 2008.
- [18] SNOWDON, J. C. Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems. New York: John Wiley and sons Inc., 1968.
- [19] SOEIRO, N. S. Análise Modal Experimental, Apostila, UFPA, 2001, 61 f..