

N. CLASS. *M 620.3*
CUTTER *A 657d*
ANO/EDIÇÃO *2015*

CENTRO UNIVERSITÁRIO DO SUL DE MINAS UNIS

ENGENHARIA MECÂNICA

MAÍSA DAFNE AQUINO

**DIMENSIONAMENTO DE UM ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO
APLICADO À BASE DE UMA MÁQUINA ROTATIVA**

**Varginha
2015**

MAÍSA DAFNE AQUINO

**DIMENSIONAMENTO DE UM ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO
APLICADO À BASE DE UMA MÁQUINA ROTATIVA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas Gerais UNIS como requisito para obtenção do grau de bacharel, sob orientação do Prof. Esp. Jonathan Oliveira Nery

**Varginha
2015**

MAÍSA DAFNE AQUINO

**DIMENSIONAMENTO DE UM ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO
APLICADO À BASE DE UMA MÁQUINA ROTATIVA**

Trabalho de conclusão de curso apresentada ao curso de engenharia mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas, como pré-requisito para obtenção do grau de bacharel pela banca examinadora composta pelos membros:

Aprovado em / /

OBS.:

AGRADECIMENTOS

Agradeço à todos que contribuíram para a realização deste trabalho.

Grupo Educacional UNIS

RESUMO

Os Absorvedores Dinâmicos de Vibração tem sido amplamente estudados e utilizados na atenuação de vibrações indesejadas. Muitas estruturas, máquinas e equipamentos são prejudicados com a vibração excessiva, já que essas podem causar ruídos, redução da vida útil de componentes mecânicos, falha prematura de estrutura por fadiga e levar ao colapso de um sistema. O objetivo da atenuação da vibração é aumentar a vida útil de máquinas, equipamentos e estruturas, proporcionando conforto e segurança a seus usuários. Hoje em dia, existem no mercado muitos tipos de absorvedores, desde os mais simples, que tem como função apenas isolar as vibrações (isoladores), como mais complexos, como os absorvedores dinâmicos adaptativos, feitos de materiais inteligentes que podem amplificar a banda de frequência em que atuam. O absorvedor deve ser estudado e analisado para cada caso de vibração, para que sua construção seja viável. Por isso, é importante observar que nem sempre a construção de um ADV será necessariamente dispendiosa, uma vez que é possível a utilização de materiais simples, bem como modelos simples que serão eficientes.

O presente trabalho terá como objetivo dimensionar um absorvedor dinâmico de vibração que será acoplado à base de uma máquina rotativa com amplitude de vibrações elevada, para que essas sejam atenuadas e a máquina possa operar normalmente.

Palavras- chave : Absorvedor. Vibrações. Dimensionamento

ABSTRACT

The Dynamic vibration absorbers has been widely studied and used in the reduction of unwanted vibrations. Many structures, machinery and equipment are harmed by excessive vibration, as these can cause noise, shortening the life of mechanical components, premature failure of structure fatigue and lead to the collapse of a system. The purpose of the vibration attenuation is extending the life of machinery, equipment and structures, providing comfort and safety to its users. Nowadays, there are in the market many kinds of absorbers, from the most simple, which has the function of only isolating vibrations (insulators) such as complex as adaptive dynamic absorbers made of smart materials that can amplify the frequency band where they work. The absorber must be studied and analyzed for each case of vibration, so that its construction is feasible. It is important to note that not always the construction of ADV is necessarily expensive, since the use of simple materials is possible as well as simple models to be effective.

This work aims to scale a dynamic vibration absorber that is coupled to the base of a rotating machine with high amplitude vibrations, so these are attenuated and the machine can operate normally.

Keywords : *Absorber. Vibrations. Sizing*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	8
2 VIBRAÇÕES.....	10
2.1 História das vibrações.....	10
2.2 Conceito de vibrações.....	10
2.2.1 A importância do estudo das vibrações.....	11
2.2.2 Classificação de vibrações.....	12
2.2.2.1 Vibração livre e vibração forçada.....	12
2.2.2.2 Vibração não amortecida e amortecida.....	12
2.2.2.3 Vibração linear e não linear.....	13
2.3 Absorvedores Dinâmicos de Vibrações.....	13
2.4 Tipos de Absorvedores Dinâmicos de Vibração.....	14
2.4.1 Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo.....	14
2.4.2 Absorvedor Dinâmico de Vibração Ativo.....	15
2.4.3 Absorvedor Dinâmico de Vibração Adaptativo.....	16
2.4.4 Absorvedor dinâmico de vibração não amortecido.....	17
2.4.5 Absorvedor dinâmico de vibração amortecido.....	18
3 Análise de vibrações.....	19
4 Elementos de um sistema vibratório.....	21
5 Movimento oscilatório.....	22
6 Metodologia.....	23
6.1 Teste de impacto (Bump Test).....	23
6.2 Modelo, finalidade e especificações do motor em teste.....	25
6.3 Medição das frequências naturais.....	27
6.4 Escolha dos parâmetros para o dimensionamento.....	28
7 CONCLUSÃO.....	38
8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	39

1 INTRODUÇÃO

Muitos avanços ocorreram na área de controle de vibrações, entretanto, este problema ainda está presente em muitas indústrias. Os absorvedores de vibração e isoladores tem sido amplamente usados no controle de vibrações em sistemas mecânicos, como máquinas, equipamentos e estruturas, uma vez que essas vibrações podem causar falhas, e também afetar o seu desempenho, além de causar desconforto aos operadores.

Os absorvedores dinâmicos de vibração, são, em sua forma mais simples, dispositivos de parâmetros concentrados em massa, rigidez e amortecimento, que acoplados em uma estrutura vibratória, podem absorver a energia vibratória, o que reduz as amplitudes do movimento desta estrutura. Os parâmetros dos ADVs são criados de modo a se minimizar vibrações geradas pela excitação harmônica que possui uma frequência específica, e por causa dela os sistemas podem entrar em colapso, gerando falhas, quebras e ruídos indesejados.

Devido à sua importância tecnológica, tanto nos domínios acadêmicos quanto nas indústrias, os ADVs ainda são um assunto de interesse permanente. Muitas aplicações têm surgido e tem sido estudados novos modos de aplica-los a diferentes sistemas, dos mais simples aos mais complexos.

O presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento de um Absorvedor Dinâmico de Vibração que será acrescido ao motor de um ventilador industrial, com o intuito de diminuir as vibrações infligidas no mesmo. A aplicabilidade dos ADVs nas indústrias assume grande importância e tem sido cada vez mais estudada, objetivando proporcionar condições de operações adequadas para equipamentos e conforto aos usuários. Este trabalho se justifica na medida em que contribui para uma escolha mais criteriosa e técnica de um absorvedor de vibração, através do levantamento de seus parâmetros específicos de operação, e que será possível com o desenvolvimento e otimização de um sistema de absorção de vibrações, uma solução para problemas gerados pelas vibrações excessivas em uma máquina.

A metodologia utilizada será a análise bibliográfica através de livros, artigos, dissertações e trabalhos significantes sobre o assunto. Também serão feitos testes práticos para coleta de dados e análises, bem como cálculos referentes ao dimensionamento.

No primeiro capítulo serão introduzidos os conceitos de vibrações e sua importância. No segundo capítulo serão apresentados os ADVs, seus tipos e utilizações. O capítulo seguinte demonstrará a importância da análise de vibrações e como ela é feita em sistemas. O quarto capítulo falará sobre os elementos de um sistema vibratório, o quinto capítulo definirá

o movimento oscilatório. O penúltimo capítulo apresentará a metodologia utilizada para o dimensionamento proposto pelo trabalho e o último capítulo apresentará os resultados e conclusões.

2 VIBRAÇÕES

2.1 História das vibrações

“As pessoas começaram a se interessar pela vibração quando foram descobertos os primeiros instrumentos musicais, provavelmente apitos ou tambores. Desde então elas tem aplicado engenhosidade e investigação crítica ao estudo do fenômeno da vibração” (RAO, 2008, pg.1). Pitágoras, conhecido filósofo e matemático é considerado o primeiro investigador os sons musicais com base científica e a realizar experimentos com cordas vibratórias. O primeiro sismógrafo foi inventado na China, que permitia um monitoramento da hora e a direção em que um terremoto ocorreu. Galileu Galilei, discutiu corpos vibratórios em seu livro *Discourses concerning two new sciences*, publicado em 1638, também descrevendo a dependência entre frequência e vibração. Sir Isaac Newton, publicou em seu livro *Philosophiae naturalis principia mathematica* as três leis do movimento, que são comumente usadas no estudo de vibrações. Como contribuintes modernos para a teoria de vibrações podem ser citados Frahm, que investigou a importância da vibração torcional em eixo de hélices de navios, e Taylor com a introdução da função correlação.

Até a década de 80 os estudos de vibrações eram realizados com a utilização de modelos matemáticos mais simples, o que fazia com que sistemas complexos não tivessem muita precisão. Entretanto, com a invenção de computadores de alta performance e rapidez, foi possível realizar análises numericamente detalhadas de vibrações de diferentes tipos de sistemas.

2.2 Conceito de vibrações

“Vibrações ou Oscilações podem ser consideradas como um subconjunto da dinâmica no qual um sistema submetido à forças restauradoras oscila de volta para uma posição de equilíbrio [...]” (MEIROVITCH, 2001, pg. xvi, Tradução nossa).

Os sistemas na engenharia costumam ser bastante complexos, e por este motivo a simulação de modelos físicos e matemáticos de torna difícil. Ainda assim é necessário que seja possível prever o comportamento de um sistema, e por isso são construídos modelos mais simplificados que possam servir de base análoga aos mais complexos.

“O processo consiste na identificação dos componentes do sistema, determinar as características dinâmicas individuais de cada componente, talvez experimentalmente, e

montar os componentes em um modelo que representará todo o sistema.” (MEIROVITCH, 2001, pg. xvi, Tradução nossa). Um sistema pode ser representado não só por um tipo de modelo. “A escolha do modelo depende do seu uso, e das propriedades de massa e rigidez do sistema, referidos como parâmetros.” (MEIROVITCH, 2001, pg. xvi, Tradução nossa).

Segundo Rao (2008, pg.6) “Em geral, um sistema vibratório inclui um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade), um meio para armazenar energia cinética(massa ou inércia) e um meio de perda gradual de energia (amortecedor)”. A vibração de um sistema consiste na transferência de energia de forma alternada da potencial para a cinética, e da cinética para a potencial. Quando o sistema é considerado amortecido, uma parte da energia do movimento será dissipada em cada ciclo.

As vibrações podem ser classificadas de várias maneiras. Dentre elas estão as chamadas vibrações livres, em que um sistema após uma perturbação inicial, continua a vibrar por conta própria sem a ação de uma força externa. A vibração forçada acontece quando um sistema está sujeito a uma força externa (perturbação), que lhe é imposta durante todos os ciclos subsequentes. Se a frequência dessa força coincidir com a frequência natural do sistema, temos a chamada ressonância, já citada anteriormente. Um sistema também pode experimentar vibrações amortecidas e não amortecidas; a amortecida ocorre quando qualquer energia for perdida ou dissipada durante os ciclos. Se não houver perda de energia, a vibração é conhecida como não amortecida. As vibrações também podem ser lineares e não lineares. No caso das lineares, os componentes do sistema (como massa, mola e amortecedor se houver) se comportam de forma linear. Se qualquer componente do sistema não se comportar de forma linear, a vibração passará a ser considerada não linear. “Se o valor da magnitude da excitação(força ou movimento) que está agindo sobre um sistema vibratório for conhecido a qualquer dado instante, a excitação é denominada determinística.” (RAO,2008,pg.9).

2.2.1 A importância do estudo das vibrações

Grande parte dos motores de acionamento tem problemas com vibrações e isso deve-se ao desbalanceamento comum a eles, que pode também ter sido ocasionado por falta de planejamento, ou falha de projeto. “[...] a estrutura ou componente da máquina sujeito a vibração pode falhar devido à fadiga do material resultante da variação cíclica da tensão induzida.” (RAO, 2008, Pg. 5). As vibrações podem vir a causar maiores desgastes em peças componentes do sistema, ou máquina, e também desconforto ao operador, uma vez que causa ruídos excessivos. “ Em todas essas situações, a estrutura ou componente da máquina sujeito à

vibração pode falhar devido à fadiga do material resultante da variação cíclica da tensão induzida” (RAO, 2008, pg.5).

A vibração tem seus efeitos negativos em sistemas mecânicos, porém tem sido amplamente estudada em favor de aplicações industriais. Um exemplo disso são as variadas máquinas que utilizam a vibração, como peneiras, esteiras, bate-estacas, além do seu uso doméstico que inclui máquinas de lavar, relógios, dispositivos de massagem elétrica.

“Sempre que a frequência natural de vibração de uma máquina ou estrutura coincidir com a frequência da excitação externa ocorre um fenômeno conhecido como *ressonância*, que resulta em deflexões excessivas e falha.” (RAO, 2008, pg.5). Muitos fenômenos de ressonância resultaram em catástrofes (como exemplo clássico a Ponte de Tacoma), e muitos são os relatos de falhas de sistemas ocorridos devido a ela.

2.2.2 Classificação de vibrações

Apresenta-se a seguir as classificações mais importantes das vibrações.

2.2.2.1 Vibração livre e vibração forçada

Segundo Rao (2011), quando um sistema continua a vibrar por conta própria depois de uma perturbação inicial, a vibração resultante é conhecida como vibração livre. Nesse caso, nenhuma força externa está agindo sobre o sistema.

Se um sistema estiver sujeito a uma força externa, a vibração será chamada de forçada, pois as oscilações se repetem graças a essa força.

2.2.2.2 Vibração não amortecida e amortecida

A vibração não amortecida acontece quando não há dissipação de energia por atrito ou outra resistência durante a oscilação de um sistema. Contudo, se qualquer tipo de energia for perdida, a vibração é denominada vibração amortecida.

Para Rao (2011), um amortecimento causado por atrito entre os planos internos que escorregam entre si à medida que o material (sólido) se deforma é denominado amortecimento por histerese, que gera um laço de histerese que irá se formar em uma curva de tensão – deformação ou de força- deslocamento.

2.2.2.3 Vibração linear e não linear

Vibração linear é aquela que ocorre em um sistema cujos elementos componentes comportam-se de forma linear (por exemplo, a força aplicada ao elemento de rigidez será proporcional ao deslocamento, o amortecimento é proporcional à velocidade e a inércia é proporcional à aceleração).

2.2.2.4 Vibração determinística e aleatória

Quando o valor da excitação que age sobre um sistema vibratório é conhecido a qualquer instante, a vibração é chamada determinística. Se o valor em dado instante não puder ser previsto, a vibração resultante é aleatória.

2.3 Absorvedores Dinâmicos de Vibrações

O estudo dos absorvedores dinâmicos de vibração é de grande importância no campo da engenharia, pois a utilização de equipamentos, sistemas e estruturas que estão sujeitos a problemas com desgastes, avarias e mau funcionamento geral está regularmente presente no meio industrial. Analisar a possibilidade da otimização de um sistema através do uso de um ADV pode trazer muitos benefícios a uma empresa quem tem como necessidade manter a qualidade de seus produtos e também o bem estar de seus colaboradores. “Nesse contexto, o emprego de absorvedores dinâmicos de vibrações (ADV), cuja invenção é devida a Frahm (1911), tem-se revelado uma estratégia eficiente e econômica.” (FRANÇA, 2000, pg.15).

Absorvedores dinâmicos de vibração (ADV), também conhecidos como neutralizadores de vibração ou amortecedores de massa sintonizados, são sistemas que compreendem inércia, rigidez e elementos de amortecimento os quais uma vez conectados a estrutura de uma máquina (chamada sistema primário) será capaz de absorver a energia vibratória no ponto de conexão. (STEFFEN e RADE,2001.pg 1. Tradução nossa).

Segundo Bavastri (1997, pg.1 apud MÉNDEZ, 2014, pg.1) “algumas técnicas para reduzir essas vibrações são: atuar sobre a excitação [...]; atuar sobre a estrutura seja pela variação de massa ou rigidez, fixar um ou mais sistemas secundários ao sistema principal [...]”

2.4 Tipos de Absorvedores Dinâmicos de Vibração

Os ADVs (Absorvedores Dinâmicos de Vibração) podem ser classificados basicamente em dois tipos: ativo e passivo.

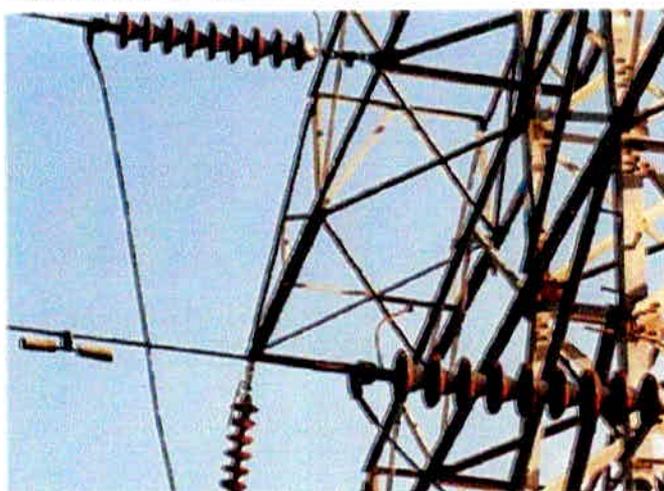
2.4.1 Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo

Os Absorvedores Dinâmicos de Vibração do tipo passivo tem estrutura semelhante a um sistema massa-mola, e as principais variáveis a serem analisadas e dimensionadas são a massa e a rigidez, que proporcionarão ao sistema integrado ao ADV a redução de vibrações que o estão comprometendo sua integridade ou atrapalhando seu funcionamento correto.

Segundo Méndez (2014), os ADVs clássicos, destinados à atenuação em uma faixa estreita de frequência foram estudados por Ormondroyd e Hartog (1928), os quais determinaram a relação ótima de amortecimento (ζ) de um sistema auxiliar de um Grau de Liberdade (GDL) acoplado a um sistema discreto também de um GDL não amortecido. Posteriormente, diversos métodos de otimização foram propostos após do trabalho inicial de Brock (1946). Harris (2003, apud MÉNDEZ, 2014) fez um estudo de ADVs em cascas e placas cilíndricas baseando-se no acoplamento dos modos de vibração. Jacquot (1978, apud MÉNDEZ, 2014) propôs um método de aproximação do comportamento dinâmico de vigas submetidas à vários tipos de ADVs discretos que foram acoplados simultaneamente e Muhammad *et al* (1998, apud MÉNDEZ, 2014) apresentaram uma técnica de controle para estruturas que são excitadas por carregamentos sísmicos.

O ajuste de um ADV passivo pode ser difícil segundo ponto de vista prático, uma vez que atua em uma faixa de frequências mais restrita. Entretanto, devido à sua simplicidade, estabilidade e custo reduzido, ele tem sido amplamente estudado, sendo pesquisadas várias configurações, como a configuração de um neutralizador dinâmico do tipo massa-mola, ou com inclusão de amortecimento ou dissipação de energia, neutralizadores viscoelásticos, e também absorvedores do tipo pêndulo. A introdução de material viscoelástico foi um grande avanço para os ADVs, pois ele introduz um fator dissipador de energia intrínseco que reduz significativamente a amplitude de vibração no neutralizador ampliando o efeito absorvedor para as frequências muito próximas à frequência de sintonia.

Figura 01 : ADVP em linha de transmissão



Fonte: Youtube (2014)

2.4.2 Absorvedor Dinâmico de Vibração Ativo

É conhecido que o ADV passivo tem suas limitações quando se trata de faixa de frequências, sendo ela bem restrita e de difícil sintonização. Sendo assim, foram estudadas formas de otimizar um ADV, para que pudessem ser utilizados sistemas que possam variar sua faixa de operação. Uma solução que vem sendo avaliada é o uso dos Absorvedores Dinâmicos de Vibração Ativos.

Segundo Méndez (2014), diferentemente dos ADVPs, os ADVA podem se auto ajustar para atenuar os níveis de vibrações para diferentes valores da frequência de excitação. Os ADVAs possuem um elemento ativo, que ficará localizado entre a massa primária e a massa do absorvedor, que irá aplicar uma força de controle computada. Com essa força sendo controlada, será possível ampliar a faixa de frequências sem que seja necessário mudar alguma variável como massa ou rigidez do aparato. Olgac e Hosek (1997, apud MARQUES, 2000) expandiram o conceito de ressonador defasado (que usa um atuador realimentado com o sinal de deslocamento da massa defasado no tempo). Estes se mostraram eficientes na atenuação das vibrações por terem a vantagem de possuir uma faixa de estabilidade teoricamente semi-infinita. A desvantagem dos ADVAs é o a necessidade do uso de energia e eletrônica, e a construção de circuitos analógicos customizados e controladores digitais que

deverão ser implementados fazem com que o custo se eleve. A limitação do uso do ADVA deve-se a sua instabilidade, por isso devem ser avaliados com cautela.

Figura 02: ADVA aplicado à uma máquina



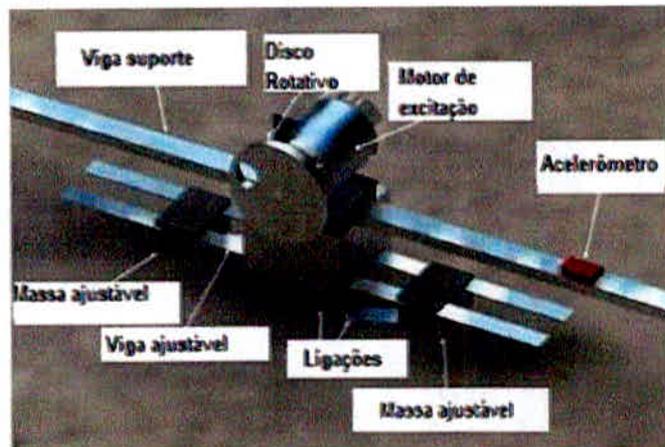
Fonte: ESM Energie und Schwingungstechnik (2014)

2.4.3 Absorvedor Dinâmico de Vibração Adaptativo

Os absorvedores dinâmicos de vibração adaptativos são a junção das melhores características dos absorvedores passivos e ativos, pois os parâmetros necessários para um absorvedor (rigidez, massa e amortecimento) podem ser variados para que estejam sempre sintonizados, mesmo que a variação de frequência de excitação seja grande. A adaptabilidade foi possível graças ao desenvolvimento de materiais inteligentes (como os de memória de forma, piezelétricos, etc), o que tem tornado viável a pesquisas de novas configurações para os ADVAs. Os ADVAs foram estudados por diversos pesquisadores, que propuseram por exemplo absorvedores capazes de mudar sua rigidez e também um absorvedor semiativo, que poderia fazer a identificação periódica do sistema para detectar variações tanto na estrutura primária, quanto na frequência de excitação de forma que automaticamente os parâmetros poderiam ser ajustados.

Com os ADVAs é possível assegurar a sintonização em uma banda de frequências mais ampla. Segundo Marques (2000) em casos cuja variação dos parâmetros é feita com a realização de trabalho externo, essa variação pode ser feita em um processo quase estático, de modo que a cada instante o sistema possa ser modelado com parâmetros físicos passivos de valores constantes, e isso pode assegurar a estabilidade do sistema.

Figura 03: Absorvedor Adaptativo



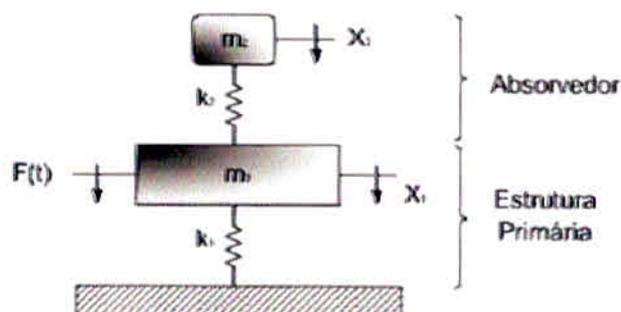
Fonte: Avestia Publishing (2012)

2.4.4 Absorvedor dinâmico de vibração não amortecido

Quando nenhuma energia é perdida ou dissipada durante uma oscilação, a vibração é considerada não amortecida. Entretanto, em muitos sistemas, o valor do amortecimento é tão pequeno que pode ser desprezado. Contudo, é importante que o amortecimento seja considerado em situações como de sistemas vibratórios próximos à ressonância.

Um absorvedor dinâmico de vibração não amortecido não apresenta o elemento de amortecimento, ou seja, apresentará apenas elementos de massa e rigidez. Seja um sistema vibratório em que será acoplado um absorvedor dinâmico de vibração com o intuito de atenuar as vibrações de seu subsistema primário. O ADV será considerado o subsistema secundário, tornando o sistema com dois graus de liberdade e sem amortecimento. A figura 04 representa o esquema de um ADV não amortecido.

Figura 04: Modelo esquemático de um ADV

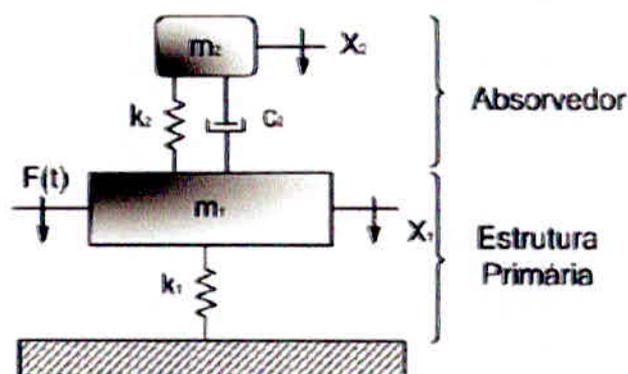


Fonte: Barros (2009)

2.4.5 Absorvedor dinâmico de vibração amortecido

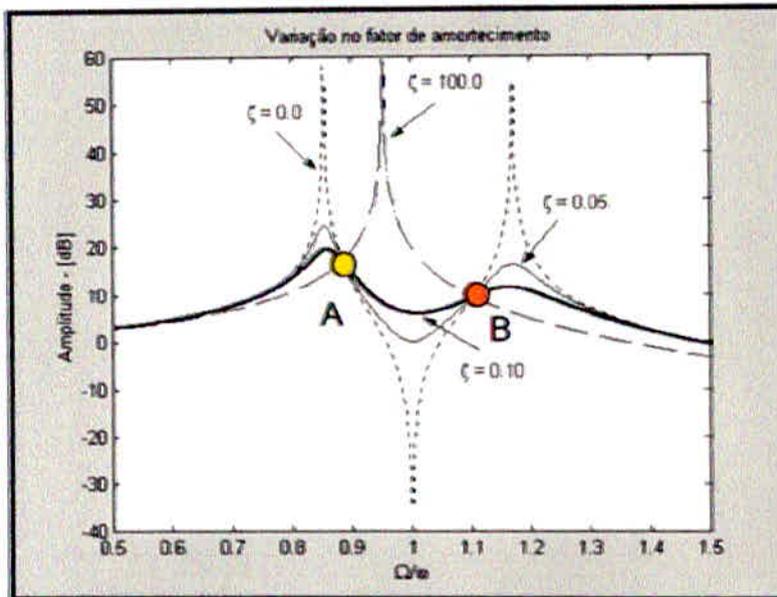
A largura da banda de sintonização de um ADV pode ser ampliada com a introdução de um elemento de amortecimento. Ele irá dissipar a energia acumulada durante a vibração do sistema, e facilitar a redução da amplitude do movimento relativo entre as massas primárias e secundárias, tornando menor a fadiga crítica do elemento resiliente do ADV.

Figura 05: Modelo esquemático de um ADV com amortecimento



Fonte: Barros (2009)

Onde, m_1 e m_2 representam as massas do sistema primário e absorvedor respectivamente, e C_2 representa o elemento de amortecimento do sistema. A figura 06 representa a influência do amortecimento em um sistema, e é possível notar que com sua introdução no ADV é possível obter menores amplitudes. As funções de resposta em frequência (FRF), representam as amplitudes de vibração por unidade de força da estrutura primária do ADV. Na figura 06 elas estão representando ADV com e sem amortecimento.

Figura 05: FRFs pontuais de uma massa m_1 

Fonte: Méndez (2014)

É possível observar na figura que há grande redução da amplitude quando é inserido um fator de amortecimento ζ próximo de 0,10.

3 Análise de vibrações

Segundo Rao (2011) a maioria dos sistemas vibratórios que são encontrados na prática são complexos e muitas vezes não é possível considerar todas as suas variáveis e detalhes em uma análise matemática. Sendo assim, somente as características mais importantes são consideradas, e então é possível determinar o comportamento global de um sistema com um modelo mais simples do que o sistema complexo.

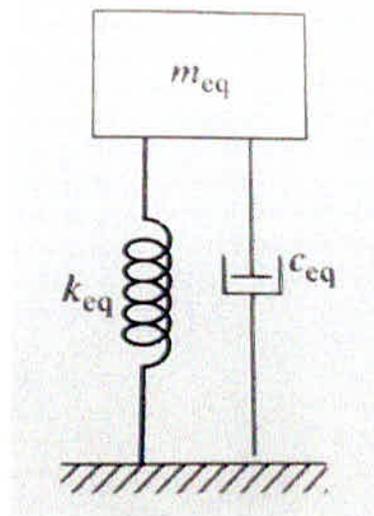
A modelagem matemática tem como finalidade a representação dos elementos e variáveis mais importantes de um sistema, para que sejam geradas equações que representem o comportamento desse sistema. Ele deve ter detalhes suficientes para descrever o sistema em forma de equações sem torna-lo complexo demais. O modelo matemático pode ser otimizado quantas vezes for necessário para que consiga chegar a resultados mais precisos. De início, um modelo elementar é formulado para representar o comportamento global do sistema, e em seguida é refinado para que mais componentes e variáveis sejam adicionados de modo que esse comportamento possa ser observado mais atentamente.

Uma vez escolhido o modelo matemático, são geradas equações que serão resolvidas segundo princípios da dinâmica e assim será possível determinar a resposta do sistema vibratório. Os resultados serão interpretados de acordo com a finalidade e implicações do projeto desse sistema.

4 Elementos de um sistema vibratório

Como já foi citado, um sistema vibratório possui três parâmetros básicos: massa, rigidez e amortecimento. A rigidez é a capacidade que um elemento tem de resistir a uma deformação, e no presente trabalho, será de extrema importância para que seja definido o material e formato do ADV a ser projetado. A rigidez pode ser modificada de acordo com alguns fatores, como tipo de material utilizado, formato do elemento rígido, tipo de engaste a que está submetido, e também é diretamente dependente da força aplicada. O elemento de massa ou inércia é um corpo que pode ganhar ou perder energia cinética sempre que sua velocidade mudar. As massas de um sistema podem ser associadas em aplicações práticas, por isso, muitas vezes é necessário calcular uma massa equivalente para a simplificação do sistema e modelagem matemática. O elemento de amortecimento poderá estar presente ou não, pois em muitos modelos ele poderá ser desprezado, seja por ter um módulo muito pequeno, seja por que este não estará incluído no sistema vibratório a ser projetado ou analisado. Para Rao (2011) o amortecimento é o mecanismo pelo qual a energia do sistema será convertida gradativamente em calor ou som.

Figura 06: Elementos de um sistema

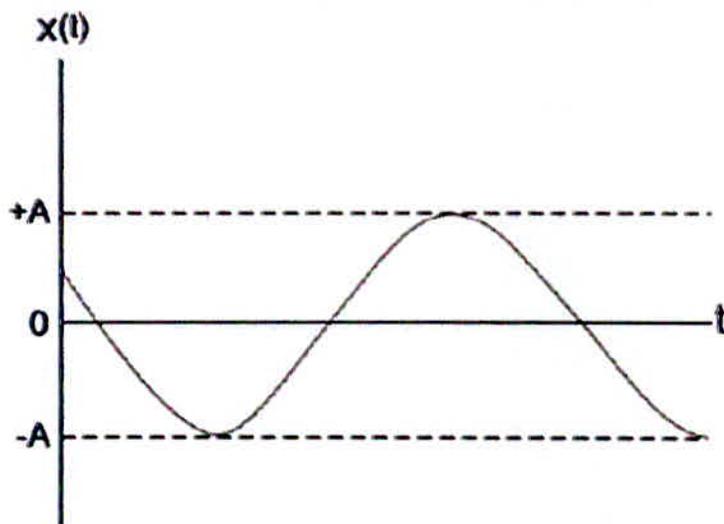


Fonte: Rao (2011)

5 Movimento oscilatório

O movimento oscilatório pode ser regular, como por exemplo, o movimento de um pêndulo simples, ou pode apresentar irregularidades, como o movimento sísmico. Quando o movimento é repetido em intervalos de tempo iguais é denominado movimento periódico, e seu tipo mais simples é o movimento harmônico simples. O ciclo se dá pelo movimento de um corpo, da sua posição de repouso até sua posição extrema em um sentido, e depois sua volta à posição de equilíbrio no outro sentido. A amplitude irá demarcar o deslocamento máximo de um corpo em relação a sua posição de equilíbrio, e o período de oscilação é o tempo que o corpo leva pra concluir um ciclo de movimento. A frequência de oscilação é o número de ciclos por unidade de tempo.

Figura 07: Gráfico movimento harmônico simples



Fonte: O autor

6 Metodologia

Os dados utilizados na modelagem e dimensionamento do ADV foram coletados em loco através de testes de vibrações, bem como o uso de um software de análise de vibrações que gera gráficos, transforma sinal do tempo em espectro, a partir da FFT (Fast Fourier Transform), realiza integração numérica para transformar vibração de aceleração para velocidade e deslocamento. Também foram utilizados catálogos de fabricantes para a escolha do material do ADV e a para a verificação das especificações do motor.

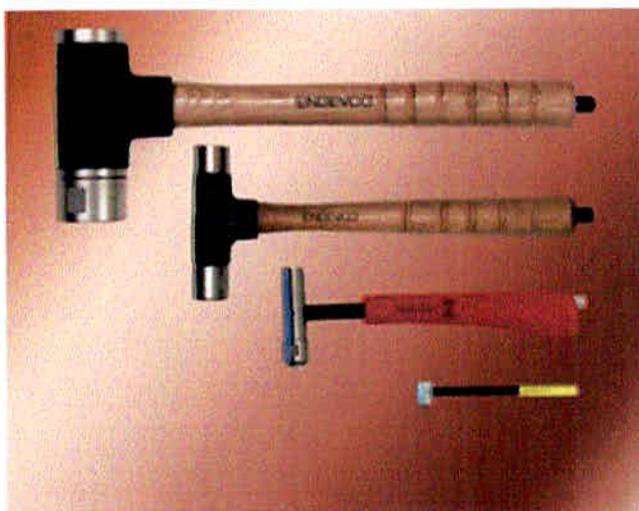
6.1 Teste de impacto (Bump Test)

Esse tipo de teste é o mais utilizado entre as demais técnicas para testes de identificação de frequências naturais em equipamentos, máquinas e estruturas. Quando se trabalha com medições de canais simples, a amplitude de resposta não é a preocupação real, serão importantes as frequências naturais.

Antes de um teste de impacto é importante que seja feita uma série de medições com a máquina operando, o que irá gerar uma série de espectros que irão ser armazenados. Para a execução do teste utiliza-se um martelo feito do material apropriado para a frequência a ser testada. Por exemplo, o uso de um martelo de borracha pode excitar todas as frequências naturais entre 0 e 500 Hz, ou até mais altas, dependendo da rigidez da borracha. Os martelos modais podem excitar frequências com aproximadamente 5000 Hz, ou se tiverem pontas de metal, podem atingir valores mais altos.

Quando o martelo atinge a máquina, ele irá injetar uma energia que será espalhada em uma faixa de frequências até atingir a frequência de corte, onde a resposta irá diminuir. Um sensor (para este trabalho foi utilizado um acelerômetro) será acoplado à porção da peça a ser verificada, e as frequências de naturais serão captadas e registradas como picos. Todos os dados coletados pelo sensor serão enviados a um Software de análise, que gerará os gráficos e espectros de vibrações.

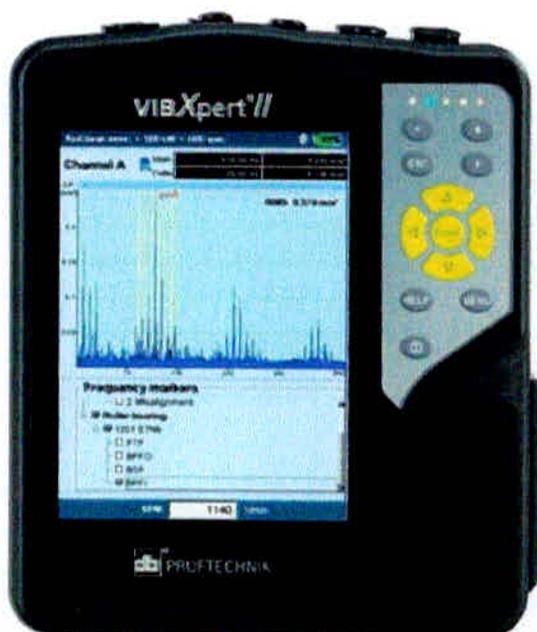
Figura 08: Tipos de martelos



Fonte: MTA Engenharia de Vibrações (2014)

O acelerômetro utilizado nos testes foi do modelo VIB 6.142 da marca Profitechnik, o coletor de dados de modelo Vibxpert II da mesma marca, e o software utilizado na análise de dados foi o Omnitrend.

Figura 09: Coletor de dados



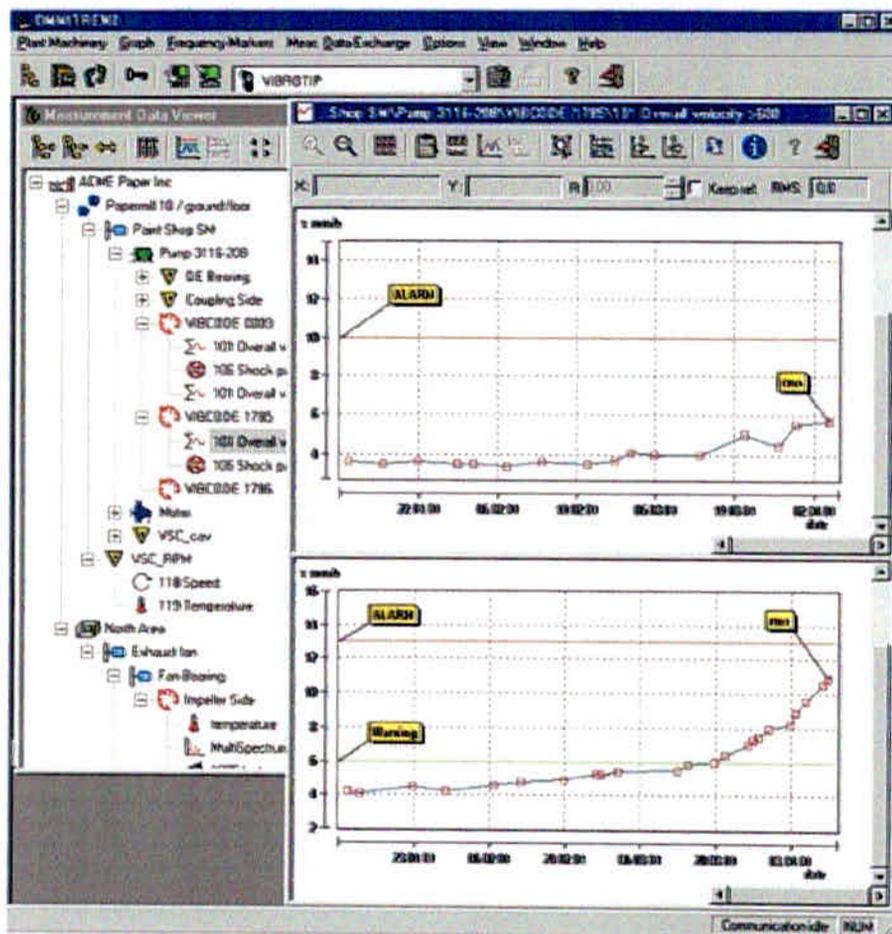
Fonte: Catálogo Profitechnik (2012)

Figura 10: Acelerômetro



Fonte: Catálogo Pruftechnik (2012)

Figura 11: Interface do programa de análise de dados



Fonte: Informer Technologies (2015)

6.2 Modelo, finalidade e especificações do motor em teste

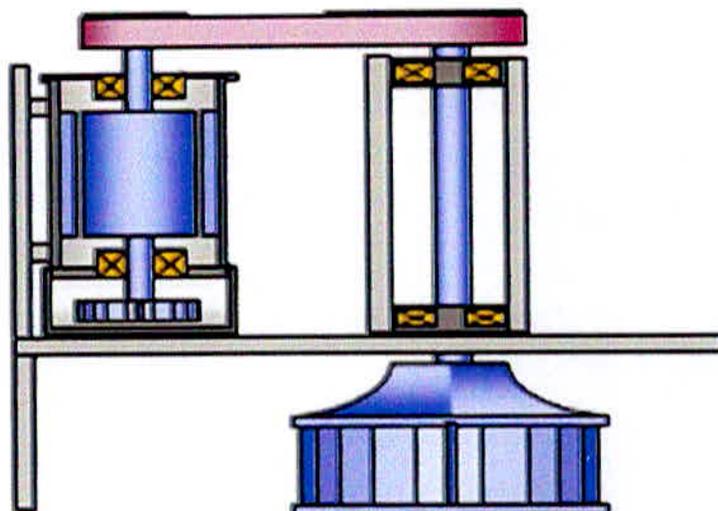
Os testes de vibração foram feitos em um motor WEG de carcaça 112M, de 4 polos, com potência de 6 CV, rotação de 1740 RPM (nominal). O motor estava fixado em uma base metálica e tinha como objetivo operar um ventilador industrial que nele estava acoplado

através da transmissão por correias. Depois de feitas as medições de vibrações foi possível perceber que o motor estava vibrando com amplitude acima do recomendado, em duas vezes a sua frequência de rotação.

Figura 12: Tabela de especificações do motor WEG

Potência	Corrente	Corrente máxima (A)	Corrente nominal (A)	Corrente de partida (A)	Corrente de partida (A)	Velocidade (rpm)	WEG															
													Tensão					Corrente				
													380	440	480	525	575	380	440	480	525	575
0,12	0,16	0,25	0,36	4,4	2,8	3,7	0,3004	37	31	4,2	48	1,15	1745	52,0	57,0	61,0	0,44	0,50	0,54	0,60		
0,18	0,25	0,40	0,54	6,7	4,4	5,7	0,3004	29	24	2,2	48	1,15	1745	57,0	64,0	67,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
0,25	0,33	0,56	0,75	10,0	6,7	8,7	0,3004	24	19	4,2	48	1,15	1745	62,0	68,0	73,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
0,33	0,43	0,75	1,00	15,0	10,0	12,7	0,3004	19	15	8,4	48	1,15	1745	67,0	73,0	78,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
0,43	0,56	1,00	1,33	22,5	15,0	19,0	0,3004	15	12	12,7	48	1,15	1745	72,0	78,0	84,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
0,56	0,75	1,33	1,75	33,0	22,5	28,3	0,3004	12	9	19,0	48	1,15	1745	78,0	84,0	90,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
0,75	1,00	1,75	2,33	50,0	33,0	41,7	0,3004	9	7	28,3	48	1,15	1745	84,0	90,0	96,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
1,00	1,33	2,33	3,17	75,0	50,0	62,7	0,3004	7	5	41,7	48	1,15	1745	90,0	96,0	102,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
1,33	1,75	3,17	4,17	112,5	75,0	92,7	0,3004	5	4	62,7	48	1,15	1745	96,0	102,0	108,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
1,75	2,33	4,17	5,50	165,0	112,5	139,0	0,3004	4	3	92,7	48	1,15	1745	102,0	108,0	114,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
2,33	3,17	5,50	7,33	250,0	165,0	208,3	0,3004	3	2	139,0	48	1,15	1745	108,0	114,0	120,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
3,17	4,17	7,33	9,83	375,0	250,0	312,7	0,3004	2	1	208,3	48	1,15	1745	114,0	120,0	126,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
4,17	5,50	9,83	13,17	562,5	375,0	463,7	0,3004	1	1	312,7	48	1,15	1745	120,0	126,0	132,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
5,50	7,33	13,17	17,50	843,7	562,5	700,0	0,3004	1	1	463,7	48	1,15	1745	126,0	132,0	138,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
7,33	9,83	17,50	23,17	1250,0	843,7	1041,7	0,3004	1	1	700,0	48	1,15	1745	132,0	138,0	144,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
9,83	13,17	23,17	30,83	1875,0	1250,0	1500,0	0,3004	1	1	1041,7	48	1,15	1745	138,0	144,0	150,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
13,17	17,50	30,83	41,17	2812,5	1875,0	2250,0	0,3004	1	1	1500,0	48	1,15	1745	144,0	150,0	156,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
17,50	23,17	41,17	55,00	4218,7	2812,5	3375,0	0,3004	1	1	2250,0	48	1,15	1745	150,0	156,0	162,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
23,17	30,83	55,00	73,33	6250,0	4218,7	4875,0	0,3004	1	1	3375,0	48	1,15	1745	156,0	162,0	168,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
30,83	41,17	73,33	98,17	9187,5	6250,0	7125,0	0,3004	1	1	4875,0	48	1,15	1745	162,0	168,0	174,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
41,17	55,00	98,17	131,67	13406,2	9187,5	10125,0	0,3004	1	1	7125,0	48	1,15	1745	168,0	174,0	180,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
55,00	73,33	131,67	176,67	20156,2	13406,2	22500,0	0,3004	1	1	10125,0	48	1,15	1745	174,0	180,0	186,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
73,33	98,17	176,67	235,00	30187,5	20156,2	33750,0	0,3004	1	1	14625,0	48	1,15	1745	180,0	186,0	192,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
98,17	131,67	235,00	315,00	45187,5	30156,2	50625,0	0,3004	1	1	21375,0	48	1,15	1745	186,0	192,0	198,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
131,67	176,67	315,00	416,67	66562,5	45187,5	73500,0	0,3004	1	1	31125,0	48	1,15	1745	192,0	198,0	204,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
176,67	235,00	416,67	558,33	97687,5	66562,5	108750,0	0,3004	1	1	45187,5	48	1,15	1745	198,0	204,0	210,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
235,00	315,00	558,33	745,00	143062,5	97687,5	161250,0	0,3004	1	1	66562,5	48	1,15	1745	204,0	210,0	216,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
315,00	416,67	745,00	1000,00	211875,0	143062,5	225000,0	0,3004	1	1	101250,0	48	1,15	1745	210,0	216,0	222,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
416,67	558,33	1000,00	1346,67	309375,0	211875,0	315000,0	0,3004	1	1	146250,0	48	1,15	1745	216,0	222,0	228,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
558,33	745,00	1346,67	1825,00	451875,0	309375,0	451875,0	0,3004	1	1	213750,0	48	1,15	1745	222,0	228,0	234,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
745,00	1000,00	1825,00	2466,67	665625,0	451875,0	665625,0	0,3004	1	1	311250,0	48	1,15	1745	228,0	234,0	240,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
1000,00	1346,67	2466,67	3316,67	976875,0	665625,0	976875,0	0,3004	1	1	451875,0	48	1,15	1745	234,0	240,0	246,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
1346,67	1825,00	3316,67	4450,00	1430625,0	976875,0	1430625,0	0,3004	1	1	665625,0	48	1,15	1745	240,0	246,0	252,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
1825,00	2466,67	4450,00	5966,67	2118750,0	1430625,0	2118750,0	0,3004	1	1	976875,0	48	1,15	1745	246,0	252,0	258,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
2466,67	3316,67	5966,67	8050,00	3093750,0	2118750,0	3093750,0	0,3004	1	1	1430625,0	48	1,15	1745	252,0	258,0	264,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
3316,67	4450,00	8050,00	10800,00	4518750,0	3093750,0	4518750,0	0,3004	1	1	2137500,0	48	1,15	1745	258,0	264,0	270,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
4450,00	5966,67	10800,00	14400,00	6656250,0	4518750,0	6656250,0	0,3004	1	1	3112500,0	48	1,15	1745	264,0	270,0	276,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
5966,67	8050,00	14400,00	19333,33	9768750,0	6656250,0	9768750,0	0,3004	1	1	4518750,0	48	1,15	1745	270,0	276,0	282,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
8050,00	10800,00	19333,33	25766,67	14306250,0	9768750,0	14306250,0	0,3004	1	1	6656250,0	48	1,15	1745	276,0	282,0	288,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
10800,00	14400,00	25766,67	34333,33	21187500,0	14306250,0	21187500,0	0,3004	1	1	9768750,0	48	1,15	1745	282,0	288,0	294,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
14400,00	19333,33	34333,33	45766,67	30937500,0	21187500,0	30937500,0	0,3004	1	1	14306250,0	48	1,15	1745	288,0	294,0	300,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
19333,33	25766,67	45766,67	61000,00	45187500,0	30937500,0	45187500,0	0,3004	1	1	21375000,0	48	1,15	1745	294,0	300,0	306,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
25766,67	34333,33	61000,00	81333,33	66562500,0	45187500,0	66562500,0	0,3004	1	1	31125000,0	48	1,15	1745	300,0	306,0	312,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
34333,33	45766,67	81333,33	108000,00	97687500,0	66562500,0	97687500,0	0,3004	1	1	45187500,0	48	1,15	1745	306,0	312,0	318,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
45766,67	61000,00	108000,00	144000,00	143062500,0	97687500,0	143062500,0	0,3004	1	1	66562500,0	48	1,15	1745	312,0	318,0	324,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
61000,00	81333,33	144000,00	193333,33	211875000,0	143062500,0	211875000,0	0,3004	1	1	97687500,0	48	1,15	1745	318,0	324,0	330,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
81333,33	108000,00	193333,33	257666,67	309375000,0	211875000,0	309375000,0	0,3004	1	1	143062500,0	48	1,15	1745	324,0	330,0	336,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
108000,00	144000,00	257666,67	343333,33	451875000,0	309375000,0	451875000,0	0,3004	1	1	213750000,0	48	1,15	1745	330,0	336,0	342,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
144000,00	193333,33	343333,33	457666,67	665625000,0	451875000,0	665625000,0	0,3004	1	1	311250000,0	48	1,15	1745	336,0	342,0	348,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
193333,33	257666,67	457666,67	610000,00	976875000,0	665625000,0	976875000,0	0,3004	1	1	451875000,0	48	1,15	1745	342,0	348,0	354,0	0,47	0,54	0,58	0,64		
257666,67	343333,33	610000,00	813333,33																			

Figura 13: Desenho esquemático do motor e ventilador



Fonte: A autora

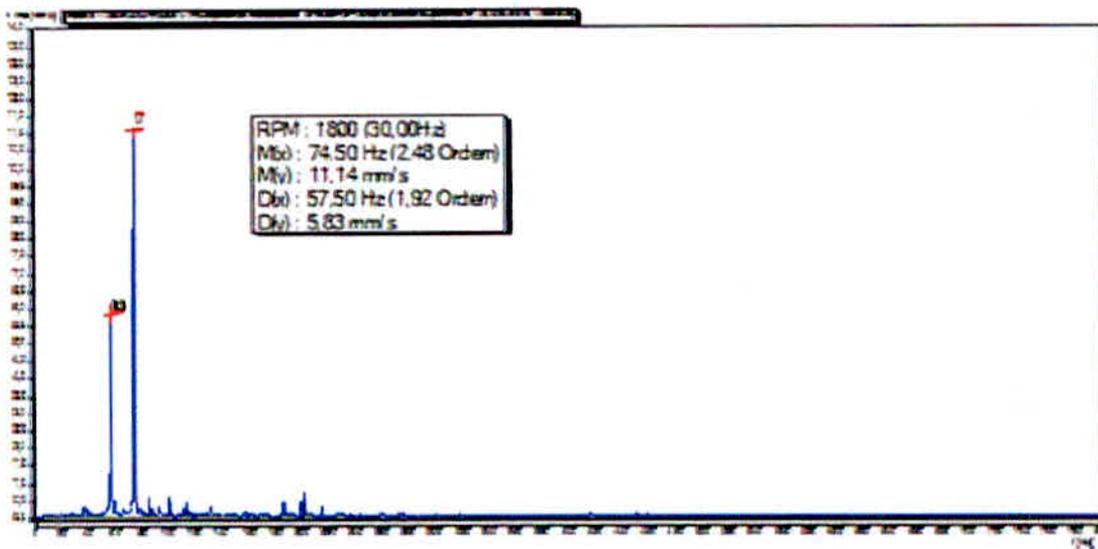
6.3 Medição das frequências naturais

a) Com a máquina parada é feito o Teste de impacto, em que a máquina é excitada e transmite suas frequências naturais para os sensores acoplados à máquina.

b) Em seguida é feito o teste de subida (run-up), que irá determinar as frequências naturais medidas no momento em que a máquina está ganhando velocidade.

c) Coleta dos dados vibracionais da máquina em condições normais de funcionamento. Os dados coletados são visualizados na forma de espectros de vibração, possibilitando avaliar quais as frequências estão com amplitude de vibração acima do normal. O setup utilizado foi de 10 Hz a 800 Hz, com resolução de 1.600 linha, janela hanning, 3 médias com overlap de 60%.

Figura 14: Espectro de velocidade (máquina em funcionamento)



Fonte: A autora

6.4 Escolha dos parâmetros para o dimensionamento

Para a escolha dos parâmetros para o dimensionamento, primeiro foram analisadas as equações necessárias para a modelagem do sistema, que tem como especificações:

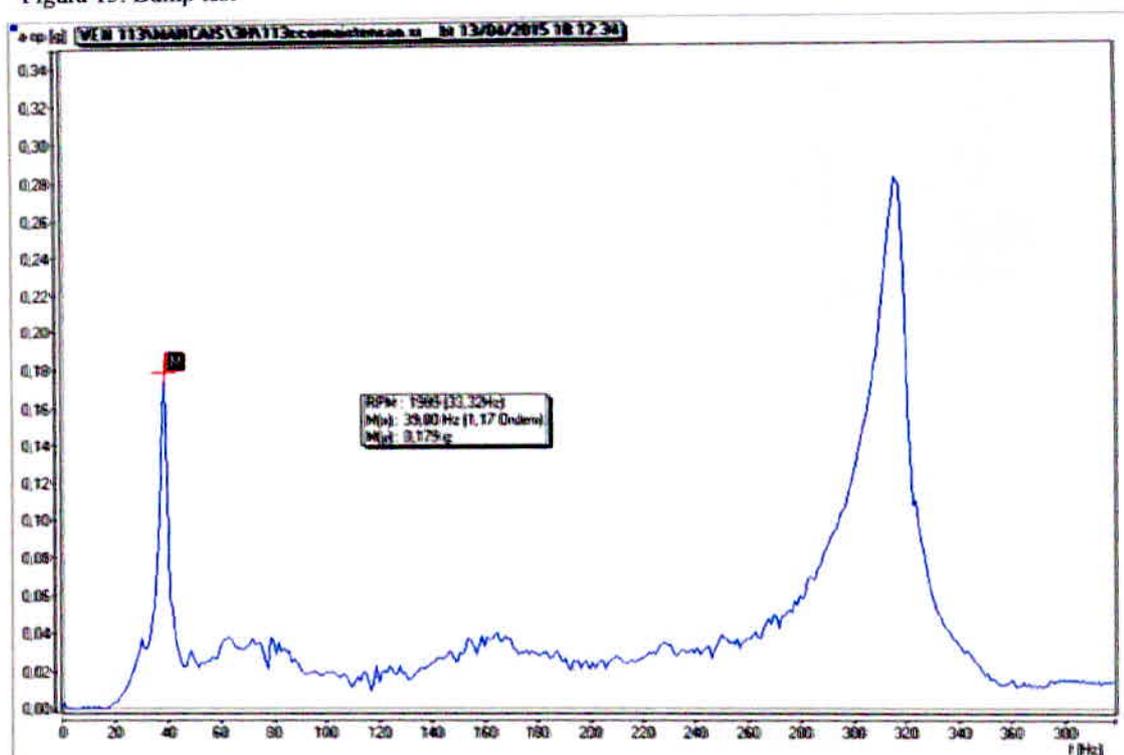
- a) Vibração determinística
- b) Vibração do tipo linear
- c) Vibração não amortecida
- d) Sistema com dois graus de liberdade (com o ADV já aplicado à máquina)

O sistema foi considerado não amortecido com a finalidade de simplificação dos cálculos, pois é sabido que há perda de energia por amortecimento estrutural que, entretanto, não alterará de forma significativa os resultados finais.

O fator escolhido para que a modelagem fosse iniciada foi a frequência de mais alto pico que foi coletada através do espectro de velocidade, que na verdade é a vibração de maior amplitude em que o conjunto está submetido durante o funcionamento da máquina. Considerando que a frequência natural medida através do teste de impacto está suficientemente afastada da frequência em destaque no espectro de velocidade, observado na figura 14. A frequência a ser atenuada pelo ADV é a de 74 Hz, que é a segunda harmônica de frequência de rotação do motor.

O ADV foi dimensionado com o objetivo de atenuar essa frequência de pico, portanto, sua frequência deverá se igualar ou se aproximar o máximo possível da segunda harmônica encontrada. Entretanto, para o cálculo da massa equivalente, foi utilizada a frequência natural de vibração do motor (vibração forçada), que consta no gráfico de espectro a seguir.

Figura 15: Bump test



Fonte: A autora

As principais equações utilizadas para o movimento vibracional não amortecido são apresentadas a seguir.

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{eq}}{m_{eq}}} \quad (I)$$

Onde:

ω_n : frequência de natural [Hz]

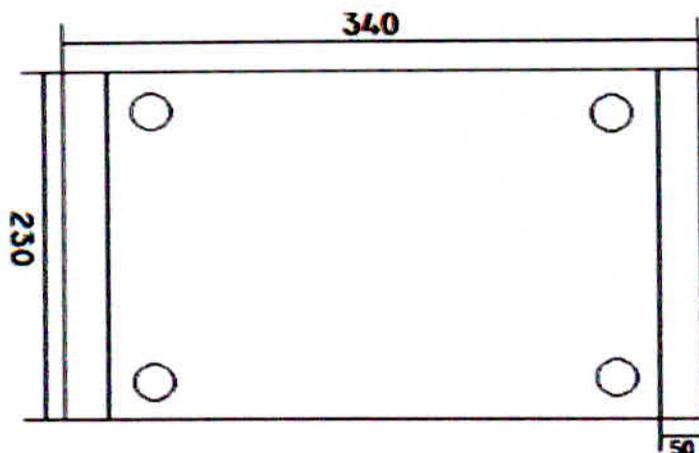
K_{eq} : rigidez equivalente do material [N/m]

m_{eq} : massa equivalente [Kg]

O cálculo da massa equivalente do conjunto motor mais base foi feita da seguinte forma:

- a) Primeiro foi necessário calcular o momento de inércia da base, que será utilizado na equação da rigidez. Isso foi feito a partir do método da divisão de segmentos e criação de uma tabela de referência.

Figura 16: Vista superior da base metálica



Fonte: A autora

Tabela 01: dimensões da base metálica

	Área	Dx	Ax	Dy	Ay
1	500	5	2500	25	12500
2	2100	115	241500	5	110500
3	500	225	112500	25	12500
	$\Sigma = 3100$		$\Sigma = 356500$		$\Sigma = 35500$

Fonte: A autora

$$Y_G = \frac{35500}{3100} = 11,45 \quad (\text{II})$$

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} + A \cdot Dy^2 \quad (\text{III})$$

Onde:

Y_G : coordenada Y do centro de massa [mm]

- I_x : momento de inércia [mm^4]
 b: medida da base (da figura) [mm]
 h: medida da altura (da figura) [mm]
 A: área total da base metálica [mm]
 D_y : distância até o centro de massa [mm]

Logo,

$$I_{x1} = \frac{10.50^3}{12} + 50.10. (11,45-25)^2 = 195967,91 \text{ mm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{210.10^3}{12} + 210.10. (11,45-5)^2 = 104865,25 \text{ mm}^4$$

$$I_{x3} = I_{x1} = 195967,91 \text{ mm}^4$$

$$I_{x\text{Total}} = 104865,25 + 2 (195967,91) = 496801,07 \text{ mm}^4$$

- b) A equação para o cálculo da rigidez equivalente é a equação para viga em balanço (uni engastada):

$$K_{eq} = \frac{3.E.I}{l^3} \quad (\text{IV})$$

Onde:

E: módulo de elasticidade do aço [Pa]

I: momento de inércia total [m^4]

l: comprimento da base metálica [m]

Logo,

$$K_{eq} = \frac{3.200.10^9.4,96^{-7}}{0,284^3} = 12992056,68 \text{ N/m}$$

c) Para o cálculo da massa equivalente temos:

$$m_{eq} = \frac{K_{eq}}{\omega^2} \quad (v)$$

Onde:

ω = frequência natural [rad/s]

Logo,

$$m_{eq} = \frac{12992056,68}{245,04^2} = 216,37 \text{ Kg}$$

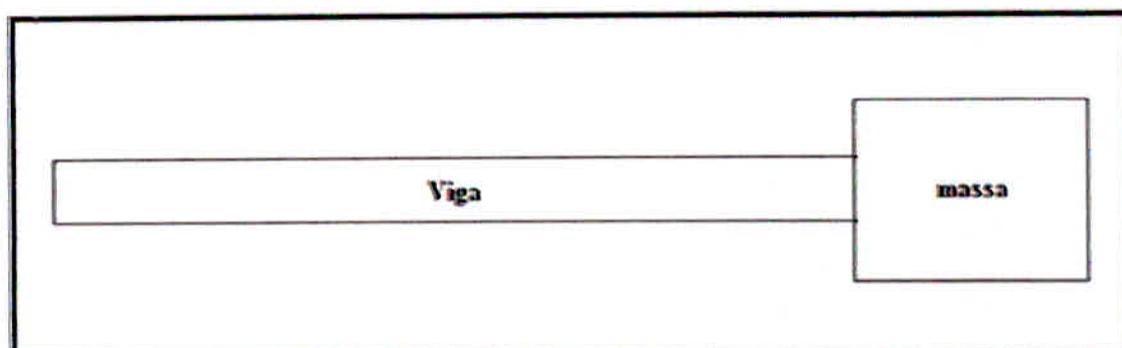
A massa equivalente representa a massa da base metálica somada à do motor. Sabendo-se a massa equivalente, é possível estipular uma massa viável para o ADV. O absorvedor será acoplado à base metálica, portanto deve respeitar as dimensões máximas dessa base, sendo que sua maior dimensão é de 340 mm, então a massa deverá ser coerente com essa dimensão e também com a rigidez do material. O modelo escolhido para o ADV foi de uma viga uni engastada com uma massa acoplada regulável em sua extremidade, por apresentar facilidade de sintonização quando necessário e também para que fosse viável de ser construído. Para a escolha do material para o dimensionamento do ADV, foram pesquisados módulos de elasticidade de vários materiais.

Tabela 02: Módulo de elasticidade de alguns materiais

Material	Módulo de elasticidade [GPa]
PVC	3
Ferro	196
Aços baixa liga	200-207
Ferro Fundido	170-190
Vidro	94
Alumínio	69
Nylon	2-4

Fonte : Apostila UFRGS (2014)

Figura 17: desenho simplificado do modelo utilizado para o dimensionamento



Fonte: A autora

Assim sendo, foi montado um modelo no programa Excel com todas as variáveis necessárias para alimentar as equações de dimensionamento, e modelado o ADV com diferentes valores, tomando como base o principal parâmetro que é a frequência da segunda harmônica coletada no valor de 74 Hz. A tabela com as variáveis está apresentada a seguir.

Tabela 03: variáveis do dimensionamento para o ferro

Material	δ_{adm} [Mpa]	E [GPa]	r_i [m]	r_e [m]	I [m ⁴]	K [N/m]
Ferro	122,5	196	0	0,01	$7,85 \cdot 10^{-9}$	577267,6501
	m_{ac} [Kg]	m_{viga} [Kg]	m_{eq} [Kg]	ω [rad/s]	f [Hz]	l [m]
Ferro	0,2	0,3	1	556,4004	233,14	0,2

Fonte: A autora

Tabela 04: variáveis do dimensionamento para o ferro fundido

Material	δ_{adm} [Mpa]	E [GPa]	r_i [m]	r_e [m]	I [m ⁴]	K [N/m]
Ferro Fundido	29,41	190	0	0,01	$7,85 \cdot 10^{-9}$	559596,19
	m_{ac} [Kg]	m_{viga} [Kg]	m_{eq} [Kg]	ω [rad/s]	f [Hz]	l [m]
Ferro Fundido	0,2	0,3	1	1442,319	229,55	0,2

Fonte: A autora

Tabela 05: variáveis do dimensionamento para o PVC

Material	δ_{adm} [Mpa]	E [GPa]	r_i [m]	r_e [m]	I [m ⁴]	K [N/m]
PVC	40	3	0,008	0,01	$4,63 \cdot 10^{-9}$	5216,61
	m_{ac} [Kg]	m_{viga} [Kg]	m_{eq} [Kg]	ω [rad/s]	f [Hz]	l [m]
PVC	0,1	0,2	0,14	189,02	30,08	0,2

Fonte: A autora

Tabela 06: variáveis do dimensionamento para o Cobre

Material	δ_{adm} [Mpa]	E [GPa]	r_i [m]	r_e [m]	I [m ⁴]	K [N/m]
Cobre	2,15	124	0,008	0,01	$4,63 \cdot 10^{-9}$	215620,07
	m_{ac} [Kg]	m_{viga} [Kg]	m_{eq} [Kg]	ω [rad/s]	f [Hz]	l [m]
Cobre	0,1	0,2	0,14	1215,257	193,4142	0,2

Fonte: A autora

Tabela 07: variáveis do dimensionamento para o Alumínio

Material	δ_{adm} [Mpa]	E [GPa]	r_i [m]	r_e [m]	I [m ⁴]	K [N/m]
Alumínio	290	69	0,008	0,01	$4,6369 \cdot 10^{-9}$	119982,13
	m_{ac} [Kg]	m_{viga} [Kg]	m_{eq} [Kg]	ω [rad/s]	f [Hz]	l [m]
Alumínio	0,1	0,2	0,14	906,52	144,27	0,2

Fonte: A autora

Tabela 08: variáveis do dimensionamento para o aço

Material	δ_{adm} [Mpa]	E [GPa]	r_i [m]	r_e [m]	I [m ⁴]	K [N/m]
Aço	250	200	0,00435	0,00635	$9,96 \cdot 10^{-10}$	74682,12
	m_{ac} [Kg]	m_{viga} [Kg]	m_{eq} [Kg]	ω [rad/s]	f [Hz]	l [m]
Aço	0,3	0,25	0,3575	457,0569	72,74287	0,2

Fonte: A autora

Onde:

 δ_{adm} : tensão admissível

E: módulo de elasticidade

r_i : raio interno

r_e : raio externo

I : momento de inércia

K: rigidez

m_{ac} : massa acoplada à viga

m_{viga} : massa da viga

m_{eq} : massa equivalente (corresponde à massa total do ADV)

ω : frequência

l : comprimento da viga

Os valores dos diâmetros externo e interno foram escolhidos entre uma faixa possível de aplicação, levando-se em conta a massa e o comprimento da viga (cujo valor foi escolhido de acordo com o comprimento da base metálica). A viga tem formato de barra circular, e a seguir estão apresentadas as equações necessárias para o cálculo do momento de inércia, massa equivalente, rigidez, e finalmente a frequência do ADV. O aço foi escolhido por possuir boas propriedades mecânicas, como alta resistência à tração e à fadiga, e comparado aos outros materiais, foi o único que se aproximou mais da frequência desejada.

a) *Momento de inércia de uma barra circular*

$$I = \frac{\pi(r_e^4 - r_i^4)}{4} \quad (VI)$$

Onde:

I : momento de inércia [m⁴]

r_e : raio externo da barra [m]

r_i : raio interno da barra [m]

Logo,

$$I = \frac{\pi(0,00635^4 - 0,00435^4)}{4} = 9,96 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4$$

b) Rigidez da barra

$$K = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} \quad (\text{VII})$$

Onde:

K : rigidez da viga [N/m]

E : módulo de elasticidade do aço [Pa]

I : momento de inércia da barra [m⁴]

l : comprimento da barra [m]

Logo,

$$K = \frac{3 \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot 9,96 \cdot 10^{-10}}{0,2^3} = 74682,12 \text{ [N/m]}$$

c) Massa equivalente do ADV

$$m_{eq} = m_{adv} + 0,23 \cdot m_{viga} \quad (\text{VIII})$$

Onde:

m_{adv} : massa acoplada à barra [Kg]

m_{viga} : massa da viga [Kg]

Logo,

$$m_{eq} = 0,3 + 0,23 \cdot 0,25 = 0,3575 \text{ [Kg]}$$

d) Frequência ADV

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m_e}} \quad (\text{IX})$$

Onde:

F : frequência do ADV [Hz]

K : rigidez da barra [N/m]

m_e : massa equivalente [Kg]

Logo,

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{74682,12}{0,3575}} = 72,74287 \text{ Hz}$$

A frequência a ser atenuada pelo ADV era de 74 Hz e a frequência que o ADV atingiu, com valor de aproximadamente 72 Hz estão muito próximas. Com esses valores, é possível inferir que se o ADV for construído com as dimensões calculadas, será possível uma atenuação da vibração no motor.

7 CONCLUSÃO

Frente ao objetivo proposto de dimensionar um absorvedor dinâmico de vibração para ser acoplado em uma máquina rotativa para atenuar suas vibrações indesejadas, foi possível fazer um amplo estudo sobre absorvedores de vibração e escolher seu melhor modelo, dimensões e o tipo de material a ser utilizado para sua possível construção.

As análises de vibração feitas a partir dos dados coletados pelos testes de impacto puderam proporcionar uma flexibilidade de escolha de variáveis e parâmetros para o dimensionamento do ADV, uma vez que sabendo-se a faixa de frequências de operação do motor, é possível escolher a frequência de operação mais prejudicial ao sistema que deve ser atenuada.

Em relação aos cálculos feitos para se encontrar a frequência a qual o ADV funcionaria, chegou-se a conclusão de que é possível atenuar as vibrações do motor com a frequência encontrada, uma vez que está muito próxima à frequência de vibração do sistema motor-base, e utilizando-se as dimensões, bem como outros parâmetros como modelo e material para o ADV, é possível e viável a fabricação de um absorvedor, uma vez que os problemas causados pela vibrações excessivas podem trazer custos de manutenção altos a empresa com uma máquina com esse tipo de problema.

A implantação do ADV se justifica pelo fato de sua construção não ser tão complexa, uma vez que pode ser fabricado pelos processos convencionais, como torneamento, e também por utilizar o aço, que não é um material muito caro comparado a materiais inteligentes e de difícil acesso.

Como todo equipamento, o ADV terá de ser ajustado para que cumpra integralmente seu papel de atenuar a vibração, mas isso será possível, pois com o modelo proposto, a ajustagem e sintonização da massa não é complexa, já que pode ser feita manualmente e depois testada até que se encontre o valor ideal de sintonia.

Sendo assim, conclui-se que o resultado do dimensionamento do absorvedor dinâmico de vibração foi positivo, uma vez que atingiu teoricamente o objetivo proposto. É importante observar que é possível dimensionar outros ADVs com modelos diferentes para os mesmos valores de frequência, que poderão ser estudados para trabalhos futuros.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGNES, G. **Active absorbers** (Artigo científico). Beavercreek, USA, 2001.

AGUIAR, Ricardo Alexandre Amar de. **Análise da redução de vibrações em sistemas mecânicos utilizando ligas com memória de forma** (Dissertação de Mestrado). Rio de Janeiro, 2011.

BARROS, Murilo Borges. **Proposição, avaliação numérica e experimental de um absorvedor dinâmico de vibrações multimodal** (Dissertação de Mestrado). Uberlândia, UFU, 2009.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7 ed. São Paulo: Pearson, 2010.

MARQUES, Rodrigo França Alves. **Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações ativos e adaptativos** (Dissertação de Mestrado). Uberlândia, UFU, 2000.

MÉNDEZ, Yohan Alí Díaz. **Um estudo dos absorvedores dinâmicos de vibrações multimodais** (Dissertação de Mestrado). Itajubá, 2014.

RAO, Singiresu. **Vibrações Mecânicas**. 4 ed. São Paulo: Person Prentice Hall, 2011.

RESNICK, HALLIDAY, KRANE. **Física 2**. 5 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.

SAAD, Arthur Curty. **Aplicação do absorvedor dinâmico de vibração na redução do balanço transversal em plataformas tipo FPSO** (Dissertação de Mestrado). Rio de Janeiro, 2005.

STEFFEN, V e RADE, D. **Vibration absorbers** (Artigo científico). Uberlândia, UFU, 2001.