

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS GANZER

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO PARA DETECÇÃO DE DEFEITOS EM UM MOTOR DE
UM REFINADOR DE MADEIRA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GUARAPUAVA

2017

LUCAS GANZER

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO PARA DETECÇÃO DE DEFEITOS EM UM MOTOR DE
UM REFINADOR DE MADEIRA**

Trabalho de Conclusão de curso
apresentado à disciplina Trabalho de
conclusão de curso do curso de
Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná.

Orientadora: Prof. Dra. Denise Ramalho

GUARAPUAVA

2017



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE DE VIBRAÇÃO PARA IDENTIFICAÇÃO DE FALHA EM MOTOR DE REFINADOR

por

LUCAS GANZER

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 28 de junho de 2017 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Dr.^a Denise Alves Ramalho
Prof.^a Orientadora

Dr. Sérgio Dalmás
Membro titular

MSc Henrique Ajuz Holzmann
Membro titular

AGRADECIMENTOS

Primeiramente queria agradecer a minha mãe, pessoa mais importante da minha vida, que nunca me deixou de lado, passando sempre ensinamentos e motivação para que eu nunca desistisse e superasse todos os obstáculos ao longo do curso. Se hoje estou nesse patamar, devo muito a ela. Em segundo lugar, ao presente maior que recebi ao longo da faculdade, meu filho, minha fonte maior de inspiração, que funciona como o combustível no motor da minha motivação, tudo por ele.

A todo o pessoal da Brasfibra, que cederam local para realização do presente trabalho e sempre me ajudaram da melhor maneira possível.

Por último queria agradecer a todos meus familiares, principalmente aos meus avós, Teodozio e Teresinha e padrasto, Adriano, que, juntamente com a minha mãe, são a base da minha vida. Não posso deixar de lembrar de todos meus amigos e colegas que estiveram juntos durante essa longa caminhada, sejam nas horas de estudos ou nos momentos de descontração.

A todos citados acima, recebam meu agradecimento com muito carinho, e meu muito obrigado pela contribuição.

RESUMO

GANZER, Lucas. Análise de vibração. Trabalho de conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2017.

Vibração é um fenômeno muito frequente no dia-a-dia, seja no ambiente industrial ou mesmo doméstico. Porém, muitas vezes a vibração é um problema indesejável que enfrentamos, pelas várias avarias ou desgastes que pode causar a um determinado dispositivo, e dor e desconforto causado a humanos que trabalham com dispositivos sujeitos a vibração. Muitas vezes a vibração é inerente a máquina, então será necessário reduzir essa vibração através da inserção de um material que absorva tal vibração ou através de técnicas de absorção de vibração, como o balanceamento do componente. Sabendo de todos esses malefícios causados pela vibração fora dos níveis aceitáveis, neste trabalho, será primeiramente coletar o espectro de um motor de um refinador de madeira, através de um equipamento coletor, para que seja feita a análise, será uma análise, embasada no conhecimento teórico, desses dados coletados, e, em seguida será feita uma segunda análise que será comparado com a leitura anterior para que investigar defeitos e propostos métodos para redução dessa vibração. Feito isso, será feita uma análise posterior à aplicação do método proposto, a fim de poder comprovar a eficiência da técnica usada para redução da vibração e também do método de leitura de espectro.

Palavra-chave: Vibração. Análise de dados. Método de redução de vibração.

ABSTRACT

GANZER, Lucas. Vibration Analysis. Trabalho de conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2017.

Vibration is a very common phenomenon on a day-to-day basis, whether in the industrial or even domestic environment. However, the vibration is often an undesirable problem that we face, due to the various malfunctions or wear it can cause to a particular device, and the pain and discomfort caused to humans working with devices subject to vibration. Often the vibration is inherent in the machine, so it will be necessary to reduce this vibration by inserting a material that absorbs such vibration or by vibration absorption techniques, such as component balancing. Knowing all these damages caused by the vibration outside acceptable levels, in this work, it will be first to collect the spectrum of a motor of a wood refiner, through a collecting equipment, for the analysis, we will make an analysis, based on the knowledge Theoretical, of these data collected, and then will be made a second analysis that will be compared with the previous reading to investigate defects and proposed methods to reduce this vibration. After this, a posterior analysis will be made to the application of the proposed method, in order to be able to prove the efficiency of the technique used to reduce vibration and also the method of reading of spectrum.

Keyword: Vibration. Data analysis. Reduction vibration method.

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Espectro do ponto LA-A, medição 1.	45
Gráfico 2: Espectro do ponto LA-A, medição 2.	45
Gráfico 3: Espectro do ponto LA-H, medição 1.	46
Gráfico 4: Espectro do ponto LA-H, medição 2.	47
Gráfico 5: Espectro do ponto LA-V, medição 1.	47
Gráfico 6: Espectro do ponto LA-V, medição 2.	48
Gráfico 7: Espectro no ponto LO-H, medição 1.	48
Gráfico 8: Espectro de leitura em LO-H, medição 2.	49
Gráfico 9: Espectro de leitura em LO-V, medição 1.	50
Gráfico 10: Espectro de leitura em LO-V, medição 2.	50
Gráfico 11: Espectro do ponto LO-V, medição 3.	51
Gráfico 12: Espectro no ponto LA-H, medição 3.	51
Gráfico 13: Espectro no ponto LO-H, medição 3.	52
Gráfico 14: Espectro do ponto LA-A, medição 3.	52

LISTA DE QUADROS

Quadro 1: Faixa de velocidade de aceitação de vibração x potência de equipamento.	22
--	----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Nomograma de vibração e critérios de vibração.	12
Figura 2: Assinatura espectral de um equipamento.	13
Figura 3: Balanceamento de um rotor em dois planos.	15
Figura 4: Elementos de um sistema vibratório.	19
Figura 5: Medidor de vibração NK820 Teknikao.	23
Figura 6: Transformação realizada por uma FFT.	25
Figura 7: Escalas de medição utilizadas no nível global de medição.	26
Figura 8: Exemplo de pontos onde devem ser efetuadas medições de vibração. ...	27
Figura 9: Absorvedor de Vibrações sintonizado TVA.	29
Figura 10: Comparativo entre os tipos de amortecimento para vibração livre com 1 GL, com tipos diferentes de amortecimento.	33
Figura 11: Amplitude e ângulo de fase para vibração forçada para diferentes fatores de amortecimento.	35
Figura 12: Exemplo de falhas e suas respectivas frequências:	36
Figura 13: Espectro de desalinhamento.	37
Figura 14: Desalinhamento Angular.	38
Figura 15: Desalinhamento Paralelo.	38
Figura 16: Desalinhamento Combinado.	38
Figura 17: Espectro característico de Folga Vertical.	40
Figura 18: Elementos de um rolamento.	41
Figura 19: Motor do Refinador de Madeira.	44

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	11
2. OBJETIVOS.....	17
2.1 OBJETIVOS GERAIS	17
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	17
3. JUSTIFICATIVA.....	18
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
4.1. VIBRAÇÃO	19
4.2. ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	21
4.2.1 SISTEMAS E INSTRUMENTOS PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO	23
4.3. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÃO.....	28
4.4. AMORTECIMENTO.....	31
4.4.1. VIBRAÇÃO LIVRE COM UM GRAU DE LIBERDADE	31
4.4.2. VIBRAÇÃO EXCITADA HARMONICAMENTE	33
4.5 ASSOCIANDO OS DEFEITOS DE MÁQUINAS E VIBRAÇÕES MECÂNICAS	35
4.5.1 DESBALANCEAMENTO	36
4.5.2 DESALINHAMENTO	37
4.5.2.1 DESALINHAMENTO ANGULAR	38
4.5.2.2 DESALINHAMENTO PARALELO.....	38
4.5.2.3 DESALINHAMENTO COMBINADO	38
4.5.3 FOLGAS	39
4.5.3.1 FOLGAS VERTICAIS	39
4.5.3.2 FOLGAS HORIZONTAIS.....	40
4.5.4.2 FREQUÊNCIA DE ROTAÇÃO DA ESFERA	42

4.5.4.3 FREQUÊNCIA DE PISTA EXTERNA.....	42
4.5.4.4 FREQUÊNCIA DE PISTA INTERNA	42
5. MATERIAIS E MÉTODOS.....	43
6. RESULTADOS E DISCUÇÕES.....	45
7. CONCLUSÃO	54
8. REFERÊNCIAS	55

1. INTRODUÇÃO

Vibrações são muito comuns no nosso dia-a-dia, e estão presentes de várias formas no ambiente industrial, e até mesmo em ambientes domésticos, como por exemplo, a vibração de uma janela ao sofrer um deslocamento devido a ação do vento. A vibração está presente em qualquer máquina ou item que execute algum movimento cíclico, a exemplo de carros, tornos, motores etc.

O começo do estudo de vibração data de 400 a.C. As pessoas começaram a se interessar por esse tipo de fenômeno quando foram descobertos os primeiros instrumentos musicais e, desde então, a comunidade científica tem aplicado esforços no desenvolvimento de engenhosidades e na investigação científica para compreender e dominar esse fenômeno de acordo com os interesses da humanidade. (RAO, 2008)

Em máquinas, vibrações podem causar diversos problemas, tais como desgaste excessivo, trincas, falhas estruturais, dentre outros. Em seres-humanos costumam causar dor e desconforto seja por ruído ou por choque mecânico.

A condição e desgaste histórico do equipamento é identificada monitorando-se alguns parâmetros de seu funcionamento sem que seja necessário parar o equipamento. Esse tipo de monitoramento chama-se análise de severidade e é uma das técnicas de análise de vibração mais utilizadas devido ao fato de ser simples, bem aceita internacionalmente e normatizada por normas internacionais, a exemplo da norma ISO, e também normas brasileiras, como a ABNT. (ABCM, 2005)

Essa técnica que mede a severidade de vibração é definida pela norma ISO 2372, que identifica 15 faixas de severidade de vibração em uma faixa de velocidade de 0,11 a 0,72 rms (mm/s), como mostrado na Figura 1, que também nos fornece a severidade da vibração em edifícios e as vibrações recomendados para a sensibilidade humana, de acordo com as normas ISO DP 4866 e ISO 2631 respectivamente. Vibrações no corpo humano, fora das frequências admissíveis tem diversas consequências tais como tontura, náusea e perturbação da fala. (RAO, 2008)

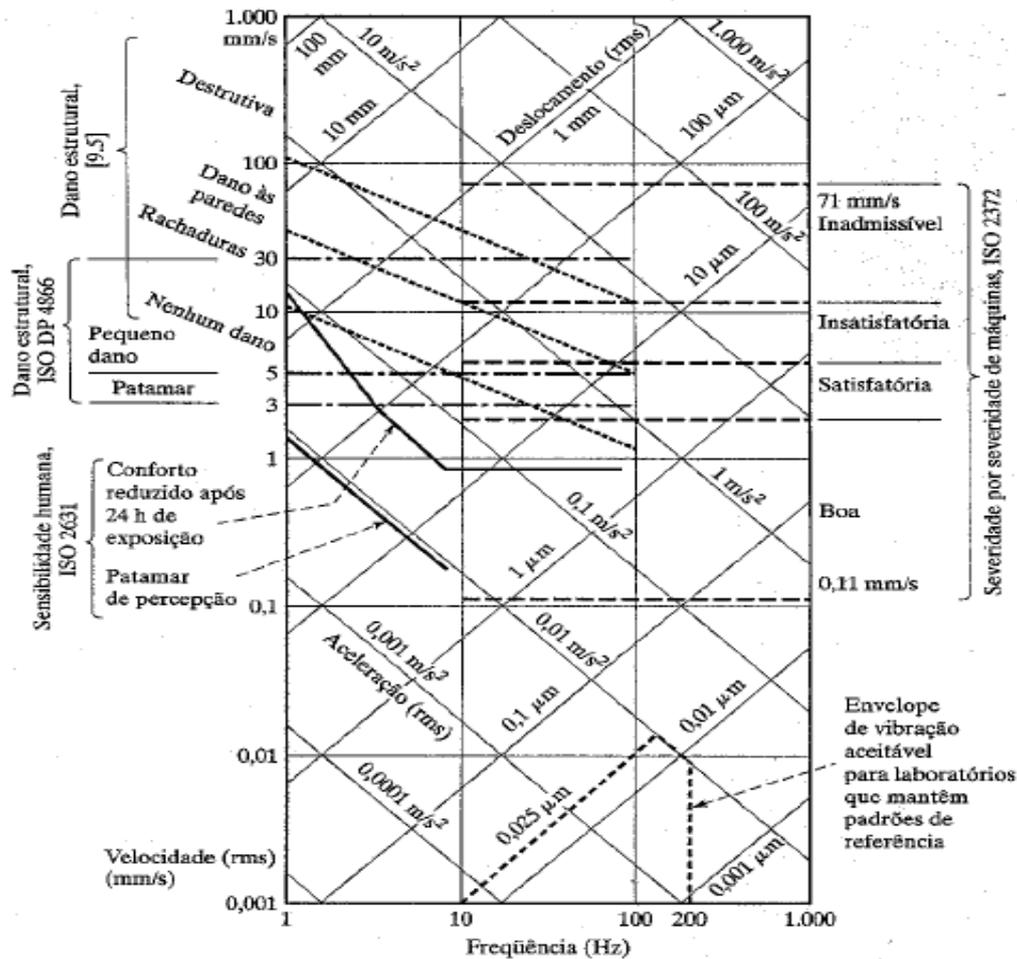


Figura 1: Nomograma de vibração e critérios de vibração.
Fonte: INMAN (2001)

Para saber-se se a vibração de uma máquina está vibrando fora do recomendado, precisamos fazer uma análise de vibrações.

De acordo com GATEC (2016) a análise de vibração é o processo pelo qual as falhas em componentes móveis de um equipamento são descobertas pela taxa de variação de forças dinâmicas geradas.

A análise de vibrações é importante para avaliar o estado operacional e mecânico dos equipamentos e tem a capacidade de detectar problemas muito antes destes se tornarem sérios. A vibração corresponde a uma oscilação em torno de um ponto de referência e existe quando um sistema reage a forças internas e externas. Cada problema mecânico (por exemplo: desalinhamento, desbalanceamento, ...) gera vibração apenas numa única frequência, sendo assim possível analisar a

vibração do equipamento e identificar qual o seu problema, desenvolvendo apropriados passos de reparação (Mais & Brady, 2002).

Tais forças afetam o nível de vibração, que pode ser avaliado em pontos acessíveis das máquinas, sem interromper o funcionamento dos equipamentos. Para analisar a vibração de uma máquina deve-se modularizar a mesma em seus componentes e analisar cada um deles separadamente. Com isso, uma máquina vibrará de acordo com as frequências características dos seus componentes sintetizando uma assinatura espectral original de vibração. (INMAN, 2001)

Na Figura 2 pode ser observada uma análise espectral original do deslizamento no contato de duas engrenagens do primeiro estágio de um sistema de engrenagens. A frequência de vibração varia de acordo com a velocidade de rotação de ambas as engrenagens. (ZAMMAR, 2015)

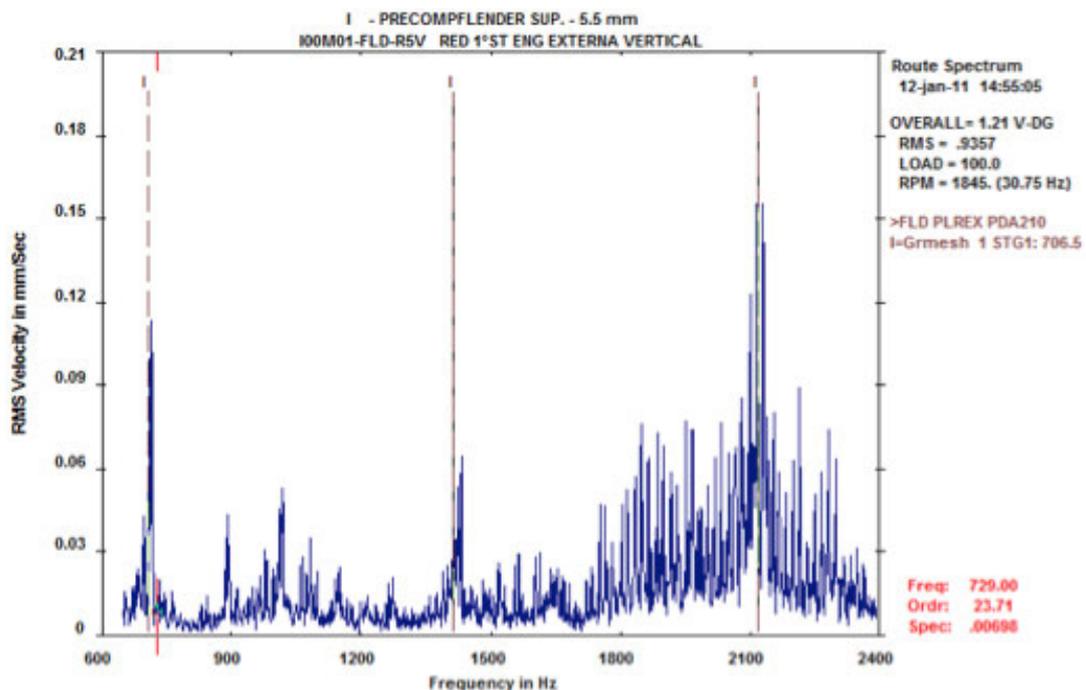


Figura 2: Assinatura espectral de um equipamento.
Fonte: (ZAMMAR, 2015).

Este tipo de análise é feita colocando sensores em pontos estratégicos das máquinas e equipamentos que transformam a energia mecânica de vibração em sinais elétricos. Esses sinais elétricos por sua vez são encaminhados para aparelhos

coletores de vibração, e, desse modo obtém-se uma verdadeira radiografia dos componentes de uma máquina ou equipamento, que é a assinatura espectral.

Essa medição pode ser feita em laboratório, que se caracteriza por ser feita em um ambiente controlado, ou seja, o sinal de excitação é simulado a partir de um excitador.

Segundo Pruftechnik (2017) as vantagens que uma análise de vibração traz para o técnico de manutenção de uma empresa são:

- Identificação dos defeitos da máquina;
- Informação sobre a causa dos defeitos;
- Localização dos componentes afetados;
- Otimização da logística de peças de manutenção;
- Planejamento das medidas de manutenção;

Uma das técnicas utilizadas para isolar ou diminuir a vibração em um sistema é o balanceamento. O mesmo pode ser feito em um plano (estático) e em dois planos (dinâmico). (RAO, 2008)

Para o balanceamento em um plano, deve-se imaginar um disco montado em um eixo. Para determinar se ele está balanceado, ou não, há uma técnica bem simples, basta girar o eixo, e deixar que ele retorne ao repouso seguidas vezes, e em seguida marcar o ponto mais baixo do disco, se o disco estiver balanceado, as marcas estarão espalhadas por toda a circunferência, caso contrário, elas coincidirão. Para corrigir este desbalanceamento pode-se remover material na marca, ou pela adição de um peso a 180° da marca. Esse procedimento é chamado de balanceamento em um plano. (RAO, 2008)

O balanceamento em um plano só pode ser usado se o rotor for na forma de um disco rígido. Se o rotor for um corpo rígido alongado, o desbalanceamento pode estar em qualquer lugar ao longo do comprimento. Neste caso, o rotor pode ser balanceado adicionando pesos em dois planos quaisquer, porém, por conveniência, os planos escolhidos são os da extremidade, como mostra a Figura 3. Neste caso,

qualquer massa desbalanceada pode ser substituída por duas massas equivalentes em planos quaisquer, iguais e opostas em cada plano.

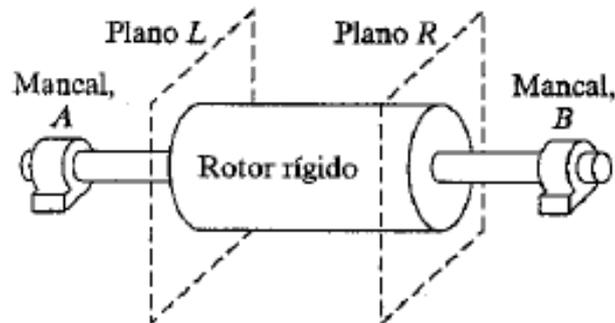


Figura 3: Balanceamento de um rotor em dois planos.
Fonte: (RAO, 2008).

Apesar do balanceamento em muitos casos reduzir drasticamente as vibrações do sistema, ele tem uma diferença dos amortecedores de vibrações: amortecedores dissipam energia, balanceamento não. Os amortecedores transformam a energia recebida em forma de vibração, para outros tipos de energia. Já o balanceamento consiste em uma “técnica” para compensar a variações de geometria que ocorrem durante a fabricação ou uso de determinados componentes da máquina (geralmente eixos) modificando sua distribuição de massa. (NIGRO, 2015)

De acordo com INMAN (2001), a forma mais efetiva de reduzir vibrações indesejadas é parar ou modificar a fonte de vibração, para que haja uma redução da vibração indesejada. Caso isso não possa ser feito, algumas vezes é possível usar um sistema de isolamento de vibração para isolar a fonte de vibração do sistema desejado. Isso pode ser feito usando material com alta capacidade de amortecimento, como a borracha, para mudar a rigidez entre a fonte de vibração e o dispositivo a ser protegido.

Outra forma de proteger um dispositivo de vibração indesejada é através da alteração da constante de frequência, através de um absorvedor de vibração, que se faz colocando um novo sistema massa-mola combinado ao dispositivo. Esse novo sistema massa-mola altera o sistema de um grau de liberdade, para um com dois graus de liberdade, fazendo com que esse novo sistema tenha duas frequências naturais. (INMAN, 2001)

Em vários casos é possível reduzir, mas não eliminar totalmente as forças dinâmicas que causam vibrações. Há vários métodos que podem ser usados para reduzir essas vibrações e os mesmo serão investigados e utilizados no presente trabalho afim de reduzir a vibração indesejada no motor do refinador de madeira da empresa Brasfibra Industria e Comercio de Chapas de Madeira.

2. OBJETIVOS

Dividem-se os objetivos de acordo com o que segue:

2.1 OBJETIVOS GERAIS

Através dos gráficos obtidos, determinar o problema e propor possíveis soluções para que seja diminuída a vibração indesejada do motor, e através de uma leitura que será feita posteriormente, validar a eficiência da técnica.

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Realizar uma revisão bibliográfica.
2. Coletar leituras do espectro de vibração no motor do refinador de madeira da empresa Brasfibra.
3. Identificar os agentes causadores de tal vibração.
4. Propor melhorias para correção da vibração, que resultará em uma eliminação total ou parcial da vibração indesejada.
5. Validar a proposta por meio de experimento onde serão comparados dados de medidas anteriores e posteriores a aplicação de possível solução.

3. JUSTIFICATIVA

Equipamentos são projetados para possuírem uma determinada vida útil com a qual o mesmo possa operar com total confiabilidade e precisão, sem ocorrer erros de execução devido a desgastes, falhas ou imperfeições intrínsecas ao equipamento. Porém, todo equipamento está sujeito ao fenômeno físico da vibração, a qual causa movimentos oscilatórios indesejáveis durante a operação de um equipamento, desgaste prematuro e folgas nos componentes. (NORTON, 2004)

Logo após a troca do equipamento que está causando tal vibração indesejada, medir-se-á novamente os mesmos parâmetros e se fará um quadro comparativo para observar ou não a redução de vibração no equipamento.

Após cumprido todos os passos, será possível mostrar a eficiência da técnica de análise de vibração utilizada para identificação dos agentes causadores de vibração do motor.

O produto do presente trabalho poderá ser usado futuramente para definir a manutenção preventiva e preditiva nos equipamentos da Brasfibra e, com isso, diminuir o custo de manutenção pois, através das curvas de tendência pode-se ter uma previsão de quando será necessária uma manutenção. A manutenção também tende a ser mais eficaz através da indicação antecipada do elemento que deve falhar. O equipamento também terá uma maior disponibilidade, pois paradas devidos a falha do equipamento tendem a diminuir, gerando também uma maior confiabilidade operacional.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir uma detalhada revisão bibliográfica dos tópicos de estudo a serem abordados no desenvolvimento do trabalho.

4.1. VIBRAÇÃO

O estudo da vibração é intimamente ligado ao movimento oscilatório de corpos e as forças associadas com os mesmos. Todos os corpos possuem massa e elasticidade e são capazes de vibrar. Então, a maioria das máquinas de engenharia e estruturas experimentam vibração em algum grau de intensidade, e o seu projeto geralmente requer considerações do comportamento oscilatório desses sistemas (THOMSOM et al, 1998).

De acordo com RAO (2008) vibração é qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo. O deslocamento frequente dos vidros de uma janela, o movimento ondulatório das ondas do mar ou uma corda de violão sofrem esse tipo de movimento. Também de acordo com RAO (2008) a teoria de vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles.

Um sistema vibratório possui três partes:

- Mola: elemento elástico que acumula energia potencial.
- Massa: elemento de inércia que acumula energia cinética.
- Amortecedor: meio de perda gradual de energia

Na Figura 4 pode ser observado um sistema vibratório sem amortecimento que se desloca de uma distância (x), sofre uma resistência de acordo com o valor de (k), também chamada de constante de rigidez e possui massa (m), também chamada de constante de inércia.

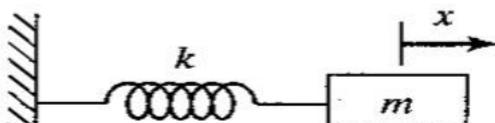


Figura 4: Elementos de um sistema vibratório.
Fonte: (RAO, 2008).

De acordo com RAO (2008) as vibrações podem ser classificadas das seguintes formas:

- Vibração livre: se um sistema, após uma perturbação inicial, continuar a vibrar por conta própria, a vibração resultante é conhecida como vibração livre.
- Vibração forçada: se um sistema estiver sujeito a uma força externa, a vibração resultante adquire a presente nomenclatura.
- Vibração não amortecida: se nenhuma energia for perdida ou dissipada por atrito ou outra resistência durante a oscilação.
- Vibração amortecida: se energia for perdida por atrito ou outra resistência durante a oscilação.
- Vibração linear: se todos os componentes básicos de um sistema vibratório se comportarem de forma linear, ou seja, a força de vibração proporcional a amplitude.
- Vibração não linear: se qualquer dos componentes básicos de um sistema vibratório não se comportar linearmente.
- Vibração determinística: se a magnitude de excitação que está agindo sobre o sistema vibratório for conhecida a qualquer dado instante.
- Vibração aleatória: se o valor da excitação não pode ser previsto.

De acordo com Brown (1999) dentre as diversas fontes de vibração aquelas mais comuns e que, portanto, podem ser responsabilizadas pela quase totalidade das vibrações mecânicas indesejáveis são:

- Desbalanceamento;
- Desalinhamento (Eixos/Correias/Correntes);
- Folgas Generalizadas;
- Dentes de Engrenagens;
- Rolamentos;
- Corrente Elétrica;
- Campo Elétrico Desequilibrado;
- Outros.

Os efeitos em consequência de um equipamento vibrando poderão ser:

- Altos Riscos de Acidentes;
- Desgaste Prematuro de Componentes;
- Quebras Inesperadas (EDT);
- Aumento de Custos de Manutenção;
- Outros.

4.2. ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

A análise de um sistema vibratório normalmente envolve modelagem matemática, obtenção de equações governantes, solução das equações e interpretação de resultados (RAO, 2008).

Na indústria, esse tipo de análise é feita por meio de medições e técnicas de interpretação de dados obtidos. A análise de vibração é o processo onde falhas são detectadas pela taxa de variação de forças dinâmicas geradas e tais informações são visualizadas na assinatura espectral original do dispositivo. (ENGETELES, 2015)

Para assegurar a confiabilidade da técnica de análise da assinatura espectral, deve-se ter em conta que todos os componentes comuns, possuem diferentes e particulares frequências de vibração, que podem ser isoladas e identificadas. Além disso, a amplitude de cada componente de vibração distinto, deverá permanecer constante ao longo do tempo, caso não ocorram alteração na dinâmica operacional da máquina ou mudança na integridade dos componentes (GATEC, 2016).

Através do processo de análise de espectro aplicado ao sistema inteiro, é possível identificar as características de vibração de cada componente individual para monitorar sua condição.

De acordo com as normas DIN 7090, ISO 2372 e ISO 10816, a análise do espectro é feita através da observação da variação dos seguintes parâmetros:

- Deslocamento: medido em micron;
- Velocidade: medida em mm/s;

- Aceleração: medida em m/s^2 .

No Quadro 1 pode ser observada a faixa de aceitação de velocidade de vibração para equipamentos que possuem diferentes potências de acordo com norma ISO 2372:1974.

Quadro 1: Faixa de velocidade de aceitação de vibração x potência de equipamento.

NÍVEL	CLASSIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS			
	CLASSE I Até 15 KW (20 CV).	CLASSE II 15 A 75 KW (20 - 100 CV)	CLASSE III Acima de 75 KW base rígida	CLASSE IV Acima de 75 KW base flexível
	VALOR RMS DA VELOCIDADE DE VIBRAÇÃO (mm/s).			
A - Bom	até 0,71	até 1,12	até 1,8	até 2,8
B - Satisfatório	0,71 a 1,8	1,12 a 2,8	1,8 a 4,5	2,8 a 7,1
C - Insatisfatório	1,8 a 4,5	2,8 a 7,1	4,5 a 11,2	7,1 a 18,0
D - Inaceitável	Acima de 4,5	acima de 7,1	acima de 11,2	acima de 18,0

Fonte: (GATEC, 2016)

É fundamental na análise de vibrações compreender dois dos componentes do sinal de vibração: a amplitude e a frequência. A amplitude é o “tamanho” do sinal de vibração e depende da magnitude da força de excitação, da massa e rigidez do sistema e do seu amortecimento. A amplitude, tanto em deslocamento, velocidade ou aceleração, é indicadora de gravidade. O deslocamento, normalmente medido em micrómetros, é a mudança da posição de um componente em relação a uma referência. A velocidade é a rapidez com que o deslocamento ocorre e é normalmente medida em mm/s. A aceleração é a variação da mudança da velocidade ou a mudança da velocidade num período de tempo e é medida em g, que é a aceleração produzida pela força da gravidade, o valor de g é $9,8m/s^2$. A frequência é o número de vezes que um evento ocorre num certo período de tempo. (Mais & Brady, 2002).

De acordo com o autor supracitado, é através da frequência é possível identificar potenciais falhas em equipamentos, pois muitas dessas falhas ocorrem sempre na mesma frequência, sendo assim simples encontrar a causa da falha e definir as medidas de correção adequadas. A frequência é expressa em Hertz (Hz) que representa ciclos por segundo.

4.2.1 SISTEMAS E INSTRUMENTOS PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO

Pode-se classificar os sistemas de instrumentação para a monitoração de vibração periódica nos seguintes níveis: Analisador de Frequência por Transformada de Fourier, Medidor com análise de frequência com filtro, e Medidor de nível global sem filtro.

De acordo com Teknikao: "o medidor de vibração de nível global é um instrumento capaz de medir o valor global de vibração (pico ou RMS), em uma extensa faixa de frequência, que depende das normas e padrões aplicáveis. As medições são comparadas com valores de referências estabelecidos para cada máquina. A condição da máquina é assim avaliada no camp. O medidor de vibração de nível global é um instrumento com grande capacidade de detecção de mau funcionamento de máquinas, porém possui capacidade limitada para a identificação e diagnóstico, tarefas estas que devem ser realizadas por analisadores por Transformada de Fourier". A Figura 5 mostra um medidor de nível global semelhante ao utilizado neste trabalho:



Figura 5: Medidor de vibração NK820 Teknikao.
Fonte: Teknikao, 2017.

"Este instrumento baseia-se na propriedade de que um sinal pode ser decomposto numa série infinita de componentes de frequência que representa o mesmo sinal no domínio da frequência. Cada componente de frequência dessa série pode ser relacionada ao funcionamento dinâmico de determinada máquina. A utilização desse tipo de instrumento permite que seja levantado o espectro de frequência de referência para cada ponto de medida denominada "assinatura da máquina ou baseline". Dessa forma é possível comparar espectros de frequência de máquinas sob suspeita com seus espectros de referência, identificar as alterações,

relacioná-las com as frequências características de falhas dos diversos elementos de máquinas, e assim, proceder ao diagnóstico." (TEKNIKAO, 2017)

"Não apenas os aumentos de níveis em componentes de frequência fornecem indicação de falhas, mas também a frequência em que elas ocorrem indica que parte da máquina está se deteriorando. Para cada ponto de monitoração, desbalanceamento, desalinhamento, erosão em mancais, quebra de dentes de engrenagens, etc., terão suas frequências características que podem ser reveladas com o auxílio da análise de frequência. Mais adiante será discutida melhor essa relação." (Teknikao, 2017)

"A Transformada Rápida de Fourier (Fast Fourier Transformation, FFT) é um método utilizado para decompor a vibração de um equipamento nas frequências dos diversos componentes numa amplitude específica (deslocamento, velocidade, aceleração). Com a aplicação do FFT a vibração é apresentada em forma de espectro, denominado espectro de frequências. Através do espectro de frequências é possível determinar a localização de um problema e identificar as suas causas" (Mais & Brady, 2002). Dessa forma pode-se diagnosticar falhas dos diversos componentes de máquinas através da comparação dos espectros de frequência da máquina sob suspeita com seus espectros de referência observando as diferenças entre eles.

"A vibração de uma máquina é um movimento físico. Os transdutores de vibração convertem este movimento em um sinal elétrico e os analisadores processam então este sinal. A FFT é uma ferramenta matemática capaz de transformar um sinal do domínio do tempo para o domínio da frequência (Figura 6). Em casos onde se deseja realizar a análise de frequência sobre um sinal, torna-se necessária a utilização de um sistema capaz de executar a FFT do sinal, que é uma ferramenta matemática capaz de transformar um sinal randômico, periódico ou transitório, numa série de Fourier equivalente, o espectro de frequências" (Teknikao, 2017).

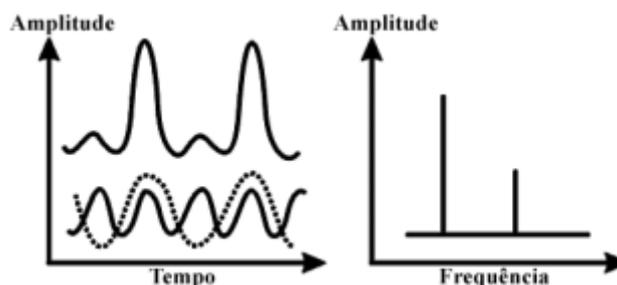


Figura 6: Transformação realizada por uma FFT.
Fonte: Teknikao (2017).

"Outra técnica de análise de vibrações muito utilizada é o nível global de vibração. Esta técnica mede a amplitude total de vibração, expressa em deslocamento, velocidade ou aceleração, para uma gama específica de frequências. O nível global de vibração pode ser obtido através de um equipamento de medição próprio ou do somatório dos valores de amplitude do espectro de frequências, dentro da gama de vibrações estabelecida. A identificação de problemas no nível global de vibrações é efetuada através de comparação de valores pelas normas ou históricos do próprio equipamento" (Scheffer & Girdhar, 2004).

"Medidores de vibração simples medem o nível de vibração global sobre uma faixa larga de frequência. O nível medido reflete o nível de vibração das componentes de frequência dominantes do espectro, que são, é claro, as componentes mais importantes para serem monitoradas. Mas quando o mesmo sinal de vibração é analisado em frequência e o espectro registrado em forma de gráfico, o nível de muitos componentes, possivelmente também importantes, são revelados". (Scheffer & Girdhar, 2004)

A aplicação da técnica do nível global exige um cuidado com o conjunto de frequências analisado. Deve-se utilizar sempre o mesmo conjunto de frequências nesta técnica. Deve-se também levar em consideração a escala em que as medições são feitas, Pico, Pico a Pico e Amplitude RMS. As escalas são mostradas na Figura 7:

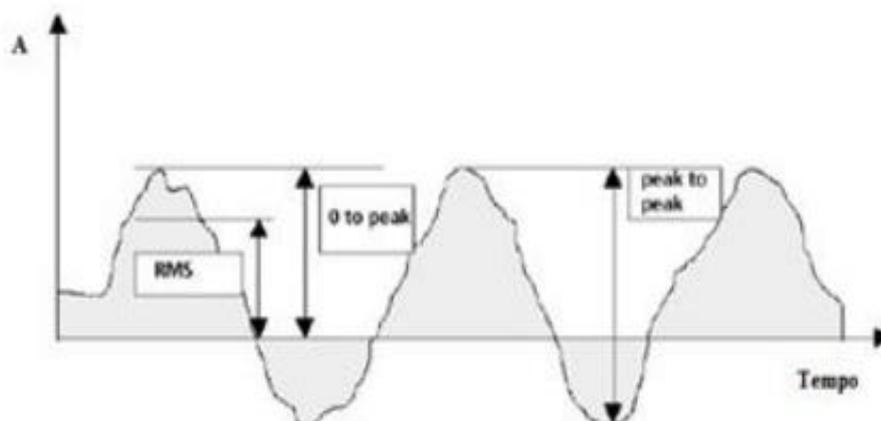


Figura 7: Escalas de medição utilizadas no nível global de medição.
Fonte: (Pruftechnik, 2002)

"O Pico a Pico é o valor da amplitude medida de um extremo da onda até ao seu outro extremo, normalmente medido em micrómetros. O Pico de velocidade é o valor máximo de velocidade, sendo o seu valor zero quando a massa se encontra no seu limite extremo e máximo quando a massa passa pela posição neutra, e é medido em mm/s. O Pico de aceleração é o inverso da velocidade, pois apresenta aceleração máxima no momento em que a velocidade é zero. A aceleração é normalmente expressa em g. O RMS foi estabelecido pela Organização Internacional de Normalização (International Standards Organization, ISO) como forma de medição da vibração de equipamentos. A velocidade RMS fornece a energia do sinal vibração de ondas sinusoidais em função do tempo. Este valor representa 0,707 vezes o pico de velocidade sendo normalmente expresso em mm/s." (Scheffer & Girdhar, 2004).

De acordo com Scheffer & Girdhar (2004) e Pruftechnik (2002) os principais defeitos que normalmente causam um aumento dos níveis de vibração são:

- Desbalanceamento (desequilíbrio) das partes rotativas – condição que existe num rotor quando a força ou movimento vibratório é transmitido aos seus rolamentos devido a forças centrífugas; também pode ser definido como distribuição desigual de uma massa sobre o eixo de rotação do rotor. As partes rotativas estão balanceadas quando o eixo de rotação (eixo sobre o qual o rotor giraria se não estivesse bloqueado pelos rolamentos) e o eixo geométrico (eixo físico do rotor) estão coincidentes; O desbalanceamento tende a ocasionar elevada vibração radial.

- Desalinhamentos – os desalinhamentos acontecem nos pontos de ligação entre equipamentos e podem ser de três tipos: angular – quando a linha central de

dois veios faz um ângulo; paralelo – quando apesar dos veios estarem alinhados existe um deslocamento entre eles; Angular e Paralelo – quando estão presentes os dois tipos anteriores; Normalmente, eixos desalinhados tendem a ocasionar vibrações radiais (horizontal e vertical), dependendo do suporte, e elevada vibração axial.

- Rolamentos e engrenagens danificadas ou desgastadas – os problemas em rolamentos e engrenagens podem surgir devido a desbalanceamentos e desalinhamentos, que provocam um esforço anormal no rolamento ou engrenagem levando à sua falha, ou devido as solicitações normais de funcionamento. Tanto os problemas nos rolamentos como engrenagens podem ser detectados através da medição do envelope de aceleração (o envelope de aceleração é uma gama específica de altas frequências).

- Problemas em correias e correntes – os problemas em correias e correntes ocorrem fundamentalmente devido a desalinhamento de polias e tensões de funcionamento inadequadas.

- Folgas/frouxidão - as folgas mecânicas podem ser causadas devido componentes rotativos soltos ou má fixação do equipamento à fundação.

A seleção dos pontos de medição em equipamentos é fundamental para a obtenção de dados fiáveis. O local da medição depende do equipamento e/ou do componente em análise. Por exemplo, para equipamentos com estrutura exterior não rotativa, a medição deve ser efetuada junto dos rolamentos ou nos apoios do equipamento como indicado na Figura 8 (ISO 133373- 1:2002).

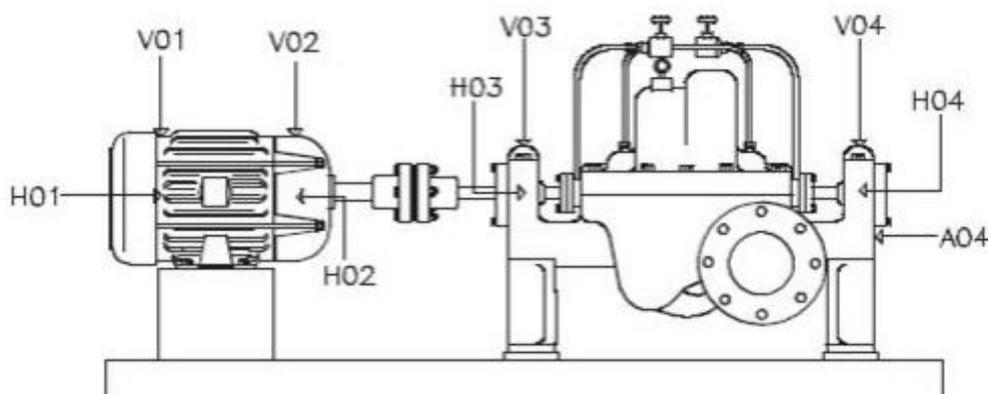


Figura 8: Exemplo de pontos onde devem ser efetuadas medições de vibração.
Fonte: (Mobley, 2002)

Para a Figura 8, a nomenclatura utilizada é a seguinte:

- V significa vertical;
- H significa horizontal;
- Os números seguintes as letras é somente o número da posição.

"Sempre que possível a medição da vibração deve ser efetuada em três direções, vertical, horizontal e axial, podendo assim ser possível retirar uma maior informação acerca do estado do equipamento e das potenciais causas que influenciam a sua condição." (MOBLEY,2002)

De acordo com GATEC (2016) as etapas utilizadas durante o plano de implementação de uma análise de vibração podem ser divididas de acordo com o que segue:

- Fazer o levantamento dos equipamentos a serem classificados para o monitoramento;
- Orientar cadastramento individualizado dos equipamentos no sistema adquirido, definindo níveis de alarme, faixas de medição, parâmetros utilizados, frequência de coleta de dados, etc;
- Análise da assinatura espectral do equipamento, identificando a amplitude de vibração e possíveis causas da vibração;
- Projetar sistema de amortecimento capaz de reduzir vibração a níveis desejados, ou substituição do equipamento causador de vibração.
- Testar se a solução foi válida.

4.3. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÃO

Uma vez feita a análise da vibração, deve-se escolher a técnica para isolamento da vibração a qual irá produzir interferência destrutiva que cancela a vibração de entrada.

De acordo com INMAN (2001) existem diferentes tipos de técnicas de isolamento passivo, os quais são listados a seguir:

- Isoladores pneumáticos: basicamente são molas ou bolsas cheias de ar que tem a função de amortecer o movimento;
- Molas mecânicas e amortecedores de molas: isoladores pesados normalmente usados para sistemas que envolvem construções e indústria;
- Almofadas ou folhas de materiais flexíveis tais como elastômeros, borrachas, cortiça, espuma densa e materiais laminados;
- Isoladores e suportes de borracha e elastômeros moldados e ligados: diferentemente das almofadas e folhas de borracha e elastômeros, esses isoladores são mais eficazes na absorção do choque e na atenuação da vibração;
- Isoladores de rigidez negativa;
- Isoladores de cabo metálico;
- Isoladores de base para isolamento sísmico de edifícios, pontes e grandes estruturas no geral;
- Amortecedores de massa sintonizados: é um amortecedor harmônico montado em estruturas para reduzir a amplitude de vibrações mecânicas;

Na Figura 9, pode-se ver um isolador de vibração passivo do tipo amortecedor de massa sintonizado, onde uma massa absorvedora é fixada no sistema vibratório afim de reduzir a vibração.

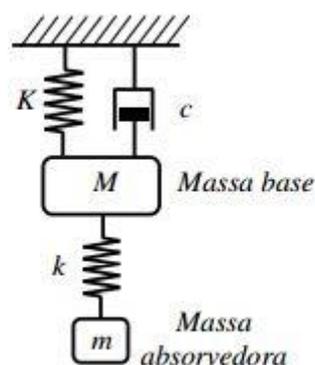


Figura 9: Absorvedor de Vibrações sintonizado TVA.
Fonte: Traduzido de INMAN, 2001.

Porém, esta solução não pode ser usada para níveis de vibração em casos de frequência de excitação desconhecidas ou variáveis.

Em muitos casos o amortecimento se dá por meio de materiais com melhores propriedades de amortecimento. Em sistemas com vibração forçada, sua amplitude de vibração tende a se tornar maior quando perto da ressonância se não houver nenhum amortecimento. A presença de amortecimento sempre limita amplitude de vibração. Porém, em muitos casos, não é possível evitar ressonância sob todas as condições de operação. Nesses casos, pode-se introduzir amortecimento ao sistema para o sistema para controlar sua resposta mediante a utilização de materiais dotados de alto amortecimento interno como a borracha, ferro fundido ou materiais laminados, ou até mesmo pela introdução de juntas parafusadas ou rebitadas que permitem deslizamento entre superfícies e dissipam mais energia em comparação com as juntas soldadas. (RAO, 2008)

A equação do movimento de um sistema com um grau de liberdade, sob excitação harmônica $F(t) = F_0 e^{i\omega t}$, também pode ser expressa como:

$$m\ddot{x} + k(1 + i n)x = F_0 e^{i\omega t} \quad (1)$$

onde n é denominado fator ou coeficiente de perda, m é a massa do sistema, k é a constante elástica, F_0 é a força inicial (ou amplitude de força) e i é o número imaginário $\sqrt{-1}$.

Os valores dos fatores de perda são maiores para materiais viscoelásticos, e, é por isso que esses materiais são usados para prover amortecimento interno. Uma desvantagem do uso de materiais viscoelásticos é que suas propriedades mudam com temperatura, deformação e frequência. (RAO, 2008)

Na Tabela 1 podemos ver valores do coeficiente de perdas para alguns materiais:

Tabela 1: Valores de coeficientes de perdas de alguns materiais viscoelásticos.

Material	Coeficiente
Polietileno	2,0
Borracha Dura	1,0
Tapetes de fibra com matriz	0,1
Cortiça	0,13 a 0,17
Alumínio	1×10^{-4}
Ferro e aço	2 a 6×10^{-4}

Fonte: RAO, 2008.

4.4. AMORTECIMENTO

O amortecimento em um sistema vibratório depende da modelagem matemática do próprio sistema vibratório. Os amortecimentos para dois tipos de vibração com um grau de liberdade são analisados: livre e forçada. Consideram-se apenas as vibrações que retornem soluções reais e movimentos estritamente translacionais.

De acordo com RAO (2008) os sistemas vibratórios citados acima se dividem em vibração livre com um grau de liberdade e vibração excitada harmonicamente.

4.4.1. VIBRAÇÃO LIVRE COM UM GRAU DE LIBERDADE

Esse tipo de vibração tem como agente vibratório apenas uma perturbação inicial, sem nenhuma força externa agindo durante todo o percurso da oscilação.

Considerando apenas movimentos translacionais, o primeiro tipo de amortecimento nesse tipo de sistemas é o amortecimento viscoso no qual a força de amortecimento viscoso é proporcional à velocidade de excitação por uma constante de amortecimento que depende do material utilizado. (RAO, 2008)

De acordo com RAO (2008) a solução da equação diferencial ordinária que rege o movimento desse tipo de sistema é dada por:

$$x(t) = e^{\zeta w_n t} \left(x_0 \cos \sqrt{1 - \zeta^2} w_n t + \frac{\dot{x}_0 + \zeta w_n x_0}{\sqrt{1 - \zeta^2} w_n} \right) \operatorname{sen} \sqrt{1 - \zeta^2} w_n t \quad (2)$$

Onde:

- $x(t)$ é a posição do sistema vibratório a cada instante t de tempo;
- x_0 é a posição inicial;
- ζ é o fator de amortecimento;
- w_n é a frequência natural;
- \dot{x}_0 é a velocidade inicial da perturbação.
- t é o tempo;

Para sistema criticamente amortecido, tem-se que:

$$x(t) = [x_0 + (\dot{x}_0 + w_n x_0)t]e^{-w_n t} \quad (3)$$

Já para sistema superamortecido:

$$x(t) = C_1 e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})w_n t} + C_2 e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})w_n t} \quad (4)$$

Onde:

$$C_1 = x_0 w_n (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1} + \dot{x}_0 / 2 w_n \sqrt{\zeta^2 - 1}) \quad (5)$$

$$C_2 = -x_0 w_n (\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) - \dot{x}_0 / 2 w_n \sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (6)$$

Na Figura 10, podem ser observados os três tipos de amortecimentos em gráficos de posição dependente do tempo. Como pode ser visto, em sistemas superamortecidos, a oscilação é rapidamente absorvida devido à alta capacidade de dissipação de energia. Já em movimentos criticamente amortecidos e subamortecidos ocorre grande oscilação no início que tende ao equilíbrio conforme o passar do tempo.

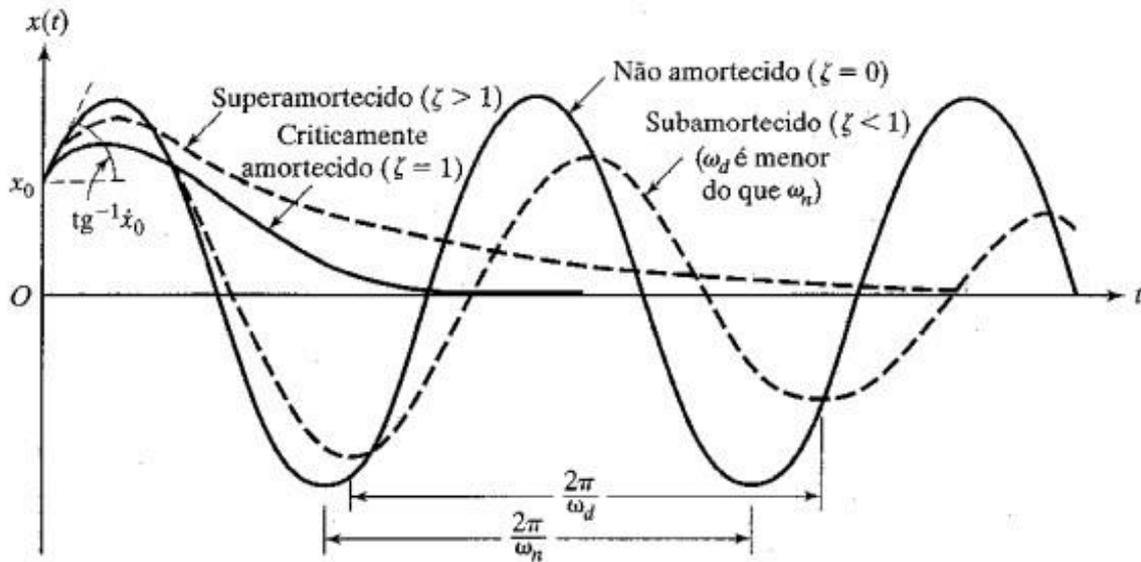


Figura 10: Comparativo entre os tipos de amortecimento para vibração livre com 1 GL, com tipos diferentes de amortecimento.
Fonte: RAO (2008).

O amortecimento crítico terá o menor amortecimento requerido para movimento aperiódico. Por consequência, a massa retorna a posição de repouso no menor tempo possível, sem ultrapassar um limite. (RAO, 2008)

O segundo tipo de amortecimento em vibrações livres com um grau de liberdade é o de Coulomb. De acordo com RAO (2008) a força de amortecimento é proporcional ao atrito existente entre duas ou mais superfícies e a força normal do sistema.

A solução da equação diferencial ordinária que rege o movimento nesse tipo de amortecimento é dada por:

$$x(t) = A_1 \cos w_n t + A_2 \sin w_n t + \frac{\mu N}{k} \quad (7)$$

Onde A_1 e A_2 são constantes.

4.4.2. VIBRAÇÃO EXCITADA HARMONICAMENTE

Em sistemas mecânicos que sofrem vibração excitada harmonicamente, a oscilação é causada por energia externa que é fornecida ao sistema durante todo o movimento. A energia externa adicionada ao sistema resulta em uma força de

excitação. Se a força de excitação tiver incidência periódica, então, tem-se vibração excitada harmonicamente (RAO, 2008). Como feito no item anterior, considera-se movimentos translacionais.

A resposta total a oscilação forçada é dada por:

$$x(t) = X_0 e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_0) + X \cos(\omega t - \phi) \quad (8)$$

onde o valor de X_0 , que é a amplitude inicial de vibração, e ϕ_0 , que é o ângulo de fase inicial, podem ser obtidos a partir da solução do seguinte sistema de equações: $\{x_0 = X_0 \cos \phi_0 + X \cos \phi, \dot{x}_0 = -\zeta \omega_n X_0 \sin \phi_0 + \omega_d X_0 \cos \phi_0 + \omega X \sin \phi\}$.

Também tem-se que ω_d é a frequência natural de um sistema amortecido e ω é a frequência de incidência da força externa que provoca a vibração.

A amplitude de vibração é dada por:

$$X = \frac{F_0}{[(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2]^{1/2}} \quad (9)$$

onde F_0 é a amplitude da força de excitação, k é a rigidez do elemento mola do sistema, m é a massa e c é a constante de amortecimento.

O ângulo de fase é dado por:

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (10)$$

Na Figura 11 são apresentados os gráficos de amplitude e ângulo de fase para vibração excitada harmonicamente. No gráfico da esquerda é possível visualizar um aumento significativo na amplitude do movimento quando a frequência de excitação é igual à frequência natural do sistema. Com isso, para projetar os amortecedores do sistema de tal modo que a vibração seja mínima, deve-se levar em conta a maior distância possível entre valores da frequência de excitação e a frequência natural do sistema.

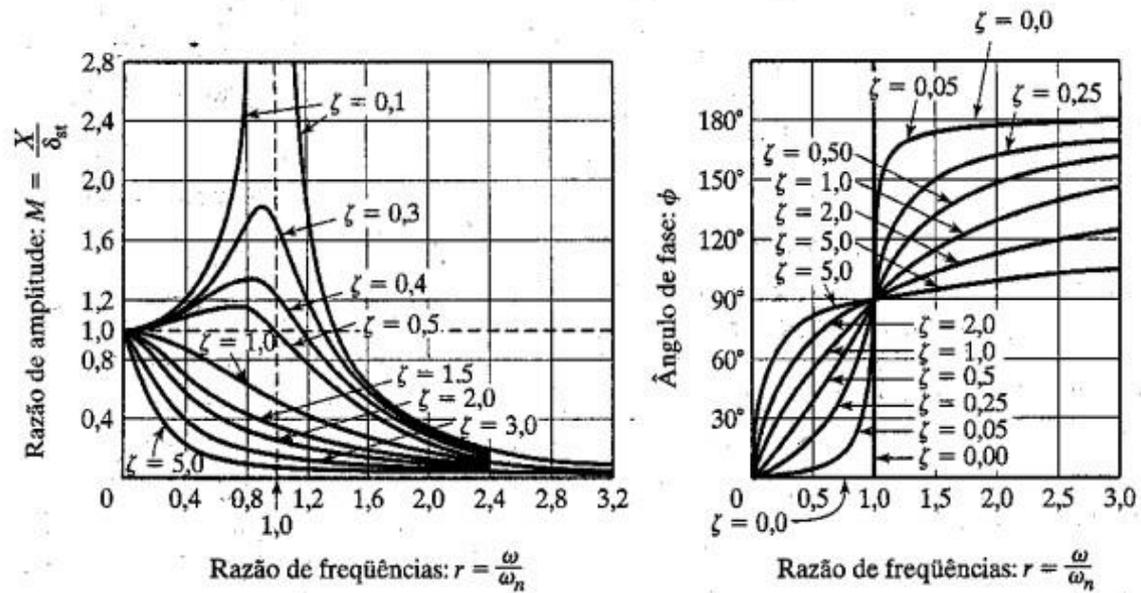


Figura 11: Amplitude e ângulo de fase para vibração forçada para diferentes fatores de amortecimento.
Fonte: RAO (2008).

4.5 ASSOCIANDO OS DEFEITOS DE MÁQUINAS E VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Cada componente da máquina gera uma vibração com uma frequência característica como mostrado na Figura 12.

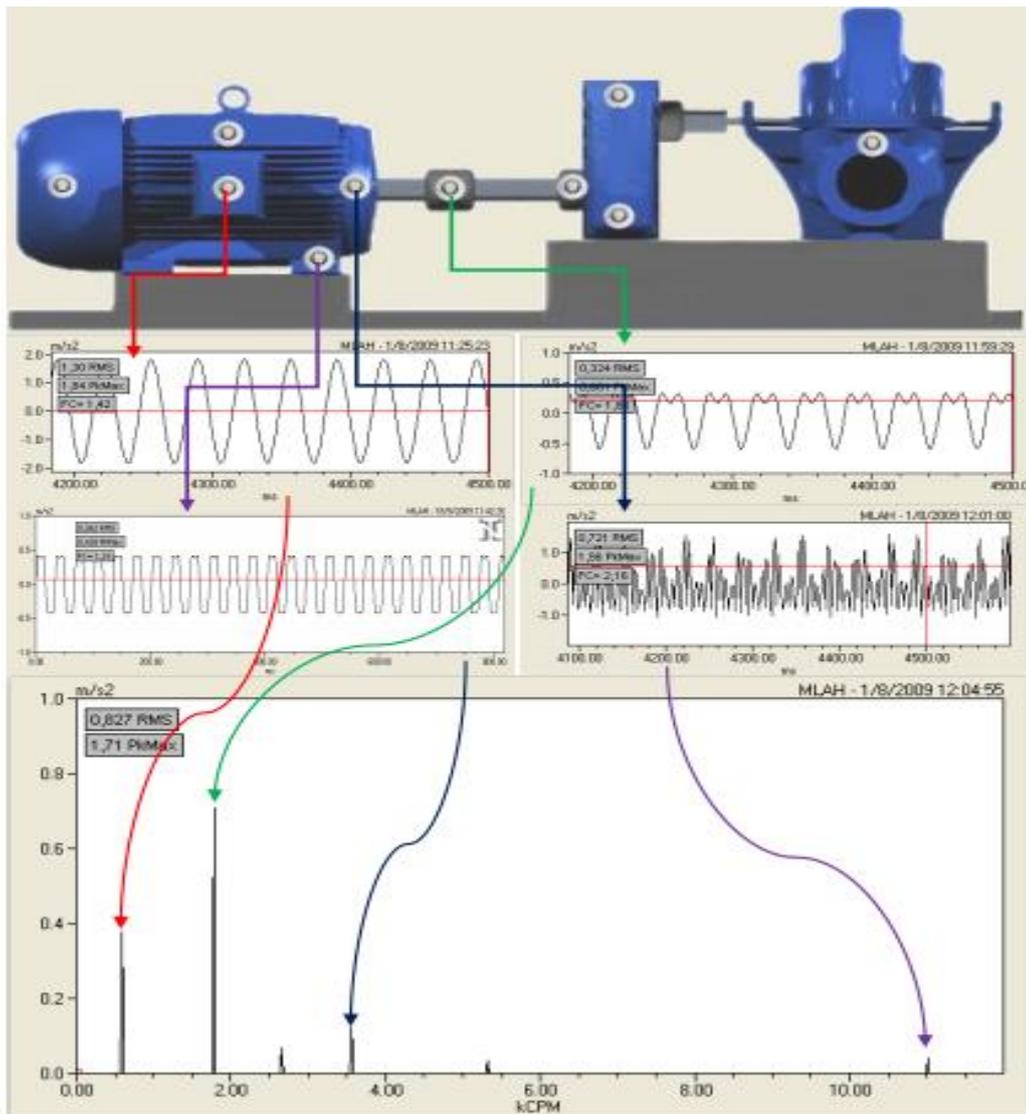


Figura 12: Exemplo de falhas e suas respectivas frequências:
Fonte: Teknikal (2017).

4.5.1 DESBALANCEAMENTO

O desbalanceamento é a causa mais comum das vibrações de máquinas e é causado por uma má distribuição de massa em um elemento girante, ou seja, o centro de massa não coincide com o centro geométrico do elemento em questão. Este desequilíbrio de massa provoca uma vibração no eixo e conseqüentemente um desgaste prematuro nos mancais e rolamentos. O desbalanceamento ocorre sempre na frequência de rotação da máquina ($1 \times \text{RPM}$), com o nível de vibração no sentido radial (vertical e horizontal). (Teknikao, 2017)

De acordo com Teknikao (2017), quando um peso de desbalanceamento é adicionado a um rotor perfeitamente balanceado:

- Ele vibra a uma frequência de 1x RPM.
- A fase medida será constante.
- Se o peso de desbalanceamento dobrar então a amplitude vibração também dobra, o que implica que a amplitude é proporcional a força de desbalanceamento (A amplitude de vibração é um indicador de severidade de desbalanceamento).
- Se a localização do peso de desbalanceamento for modificada a fase do vetor medido irá mudar. (A fase é proporcional à localização do peso de desbalanceamento).
- Se o peso de desbalanceamento mudar no sentido horário certo número de graus, a fase sendo medida se moverá de forma igual no sentido oposto, ou seja, no sentido anti-horário.

4.5.2 DESALINHAMENTO

O desalinhamento pode ser definido como sendo a não coincidência entre o eixo de simetria de dois veios colineares. Os sintomas vibratórios do desalinhamento no espectro é o aparecimento de componentes 1x e 2x RPM na direção radial (horizontal e vertical) e na direção axial uma componente 1x RPM. O desalinhamento pode ser causado por erros de montagem, recalque de fundações, dilatação térmica, deformação da estrutura ou travamento do acoplamento. A Figura 13 mostra um exemplo do espectro de desalinhamento:

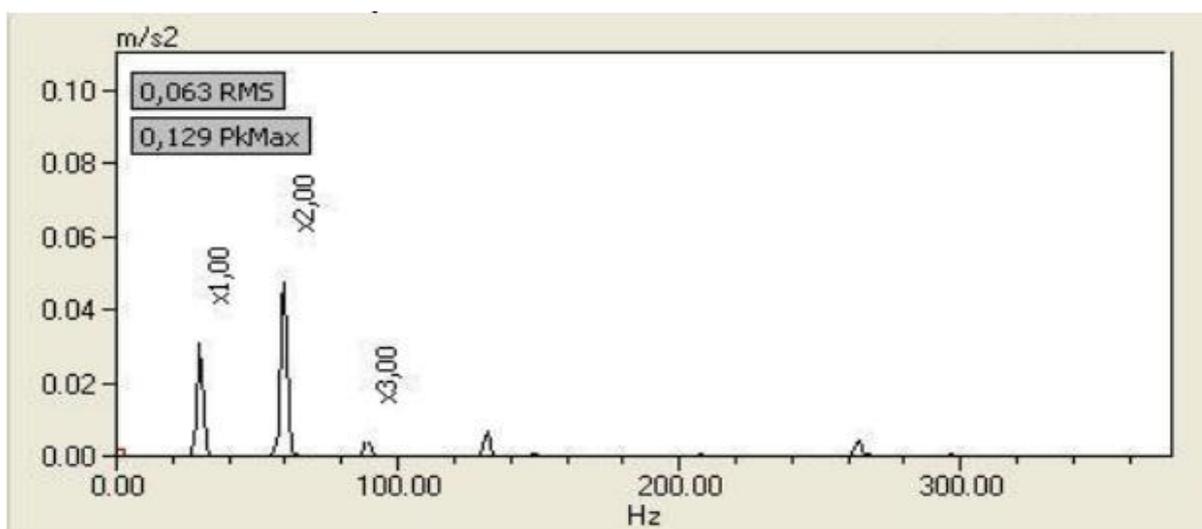


Figura 13: Espectro de desalinhamento.
Fonte: Teknikao (2017)

4.5.2.1 DESALINHAMENTO ANGULAR

O desalinhamento angular ocorre quando o eixo de rotação de dois veios forma um ângulo, como na Figura 14:

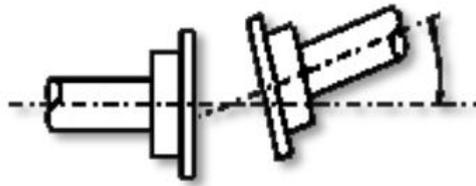


Figura 14: Desalinhamento Angular.
Fonte: Teknikao (2017).

4.5.2.2 DESALINHAMENTO PARALELO

O desalinhamento paralelo ocorre quando o eixo de rotação entre os dois veios é paralelo, como na Figura 15:

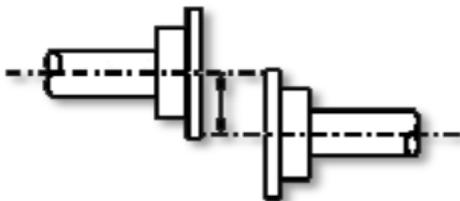


Figura 15: Desalinhamento Paralelo.
Fonte: Teknikao (2017).

4.5.2.3 DESALINHAMENTO COMBINADO

Na grande maioria dos casos o desalinhamento é uma combinação do desalinhamento angular e paralelo, como mostra a Figura 16:

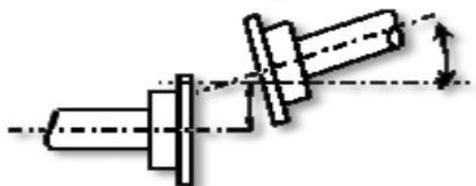


Figura 16: Desalinhamento Combinado.
Fonte: Teknikao (2017).

4.5.3 FOLGAS

A folga, que pode acontecer nos planos verticais e horizontais, pode gerar vibrações que podem ser identificadas no espectro do sinal (FFT). Em alguns casos, a frequência fundamental (1X) é excitada. Em outros, uma componente da frequência em $1^{1/2}$ dos múltiplos da rotação do eixo (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.). Em quase todos os casos, há harmônicos múltiplos.

4.5.3.1 FOLGAS VERTICAIS

De acordo com Teknikao (2017) a folga mecânica no plano vertical gera uma série de componentes harmônicos e subharmônicos da frequência (Figura 17). Na maioria dos casos os subharmônicos são aproximadamente metade da amplitude dos componentes harmônicos. O impacto da máquina ao alcançar o limite superior do curso gera uma componente da frequência em um meio dos múltiplos (isto é, subharmônicos) da rotação. Enquanto a máquina retorna sua posição original, um impacto maior ocorre que gera os harmônicos da rotação. A diferença na amplitude entre os harmônicos e subharmônicos é causada pelos efeitos da gravidade. Enquanto a força está sendo gerada para cima, a gravidade resiste à força. Conseqüentemente, a força do impacto que é gerada enquanto o pé da máquina contata o parafuso é a diferença entre a força gerada para cima e a gravidade. Enquanto a máquina volta para a posição inicial, a força da gravidade combina com a força gerada para baixo. A força do impacto do pé da máquina com a fundação é a soma da força da gravidade e da força gerada pra baixo.

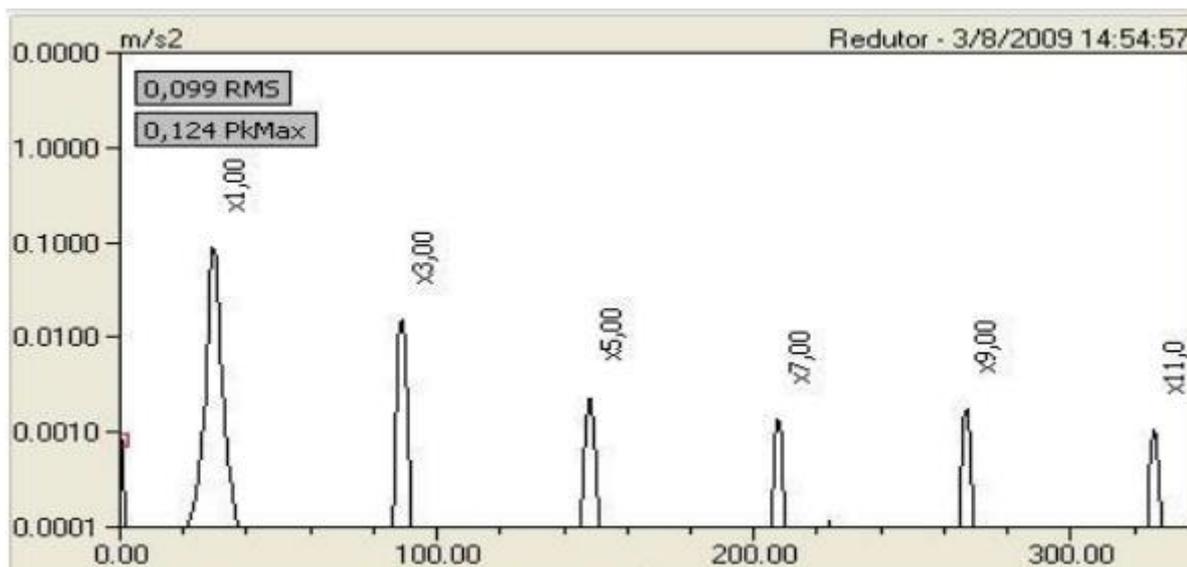


Figura 17: Espectro característico de Folga Vertical.
Fonte: Teknikao (2017)

4.5.3.2 FOLGAS HORIZONTAIS

De acordo com Teknikao (2017), a folga horizontal gera uma combinação da primeira ($1x$) e segunda ($2x$) harmônica. Durante um ciclo da rotação, a deflexão máxima dos pés da máquina em ambos os lados do ponto morto gera uma frequência duas vezes ($2x$) a rotação do eixo conforme o movimento horizontal. Existem outras formas de folga mecânica (além do movimento vertical e horizontal dos pés da máquina) que são típicos de máquinas de processo. A maioria das formas de folga mecânica resulta em um aumento na amplitude da vibração na rotação fundamental do eixo ($1x$). A folga gera uma ou mais harmônicas (isto é, $2x$, $3x$, $4x$, ou combinações dos harmônicos e dos sub-harmônicos). Entretanto, nem toda folga gera este perfil clássico. Por exemplo, o rolamento e os afastamentos excessivos da engrenagem não geram harmônicos múltiplos. Nestes casos, o perfil da vibração contém as frequências originais que indicam a folga, mas o perfil varia dependendo da natureza e da severidade do problema.

4.5.4 DEFEITOS EM ROLAMENTOS

No caso específico de mancais de rolamentos onde, vibrações de outras fontes não predominam, é possível detectar deterioração de mancais em seus estágios ainda iniciais. De acordo com Teknikao (2017), quatro frequências de rotação são associadas com os rolamentos: a frequência de gaiola (FTF), rotação da esfera/rolo

(BSF), defeito na pista externa (BPFO) e defeito na pista interna (BPFI) (Figura 18), que serão apresentadas nos tópicos seguintes. As abreviaturas serão usadas nos tópicos seguintes são:

BD = diâmetro da esfera;

PD = diâmetro da pista;

β = ângulo de contato da esfera;

n = número de esferas;

Fr = rotação relativa entre a pista interna e externa (rps).

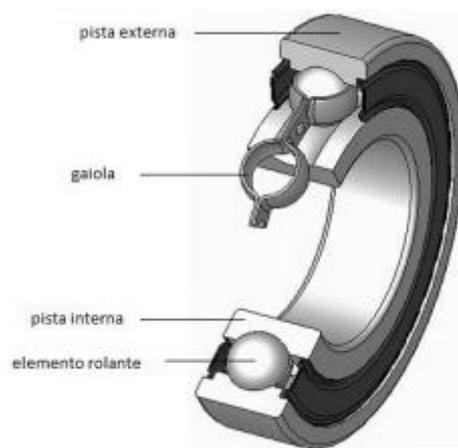


Figura 18: Elementos de um rolamento.
Fonte: Google Images.

4.5.4.1 FREQUÊNCIA DE GAIOLA

A gaiola do rolamento gera o FTF enquanto gira em torno das pistas do rolamento. Ela espaça corretamente as esferas ou os rolos dentro das pistas do rolamento, de fato, amarrando os elementos junto e fornecendo a sustentação uniforme. Alguma fricção existe entre os elementos e as pistas do rolamento, mesmo com lubrificação perfeita. Esta fricção é transmitida à gaiola, que faz com que gire em torno das pistas do rolamento. Porque este é um movimento fricção dirigido, a gaiola gira muito mais lenta do que a pista interna do rolamento. Geralmente, a taxa da rotação é ligeiramente menor de 0,5 da rotação do eixo. O FTF é calculado pela seguinte equação:

$$FTF = \frac{1}{2} Fr (1 - (BD/PD)) \quad (11)$$

4.5.4.2 FREQUÊNCIA DE ROTAÇÃO DA ESFERA

Cada uma das esferas ou dos rolos dentro de um rolamento gira em torno de sua própria linha central enquanto gira em torno das pistas do rolamento. Este movimento girando é a rotação da esfera, que gera a frequência (BSF) em uma assinatura da vibração. A velocidade da rotação é determinada pela geometria do rolamento (isto é, diâmetro da esfera ou o rolo, e pistas de rolamento) e é calculada pela seguinte equação:

$$BSF = (1PD/2BD) Fr (1 - (BD/PD) 2 \cos \beta) \quad (12)$$

4.5.4.3 FREQUÊNCIA DE PISTA EXTERNA

A esfera ou os rolos que passam na pista exterior geram a frequência da pista exterior (BPFO), que é calculada por:

$$BPFO = (n/2)Fr (1 - (BD/PD) \cos \beta) \quad (13)$$

4.5.4.4 FREQUÊNCIA DE PISTA INTERNA

A rotação da esfera na pista interna gera a frequência rotatória (BPFI). A pista interna gira na mesma velocidade que o eixo e as esferas giram em uma velocidade mais lenta. Geram uma frequência de passagem que pode ser determinada por:

$$BPFI = (n/2)Fr (1 + (BD/PD) \cos \beta) \quad (14)$$

5. MATERIAIS E MÉTODOS

O estudo em sua primeira etapa deu-se com uma extensa revisão bibliográfica na área de vibrações. Depois disso, outras etapas presentes nos objetivos foram executadas a fim de atingir o objetivo geral do estudo.

A seguir, parte da formulação do problema é exposta para que o leitor possa observar as origens e pretensões da pesquisa.

A avaliação do estado geral dos equipamentos sujeitos a medições de vibração foi efetuada através da comparação dos valores obtidos, com os valores existentes na norma ISO 10816-3:1998. Esta norma utiliza a amplitude em velocidade (RMS) como forma de avaliar a gravidade geral do equipamento. As medições da amplitude foram efetuadas nas unidades de mm/s. Sempre que possível, as medições foram feitas segundo três direções, vertical, horizontal e axial. A medição foi efetuada permanentemente nos mesmos pontos.

Foram utilizados para coleta um Coletor e Analisador de Vibrações NK820 com interface SDAV-2 Teknikao e um computador portátil. As coletas foram feitas utilizando acelerômetro piezolétrico fixado através de base magnética.

O local onde foi feita a coleta de dados é em um motor elétrico de um refinador de madeira, na empresa Brasfibra, localizada em Bituruna-PR, mostrado na Figura 19.

As informações serão coletadas em forma de gráficos e passaram por uma análise de vibração. Após a leitura foi feita uma análise do espectro coletado, que nos dará base para dizer qual é o agente causador de tal vibração inoportuna, e em seguida poderemos propor qual é o melhor meio de redução de tal vibração. O resultado da análise de vibração será o parâmetro de entrada para a tomada de decisão de qual tipo de decisão tomar, para que a vibração indesejada seja corrigida.

Foram realizadas 3 medições: a primeira, no dia 18/04/2017, os rolamentos não eram novos mas haviam sido recém lubrificadas e de acordo com a empresa que já faz a vários anos a coleta de espectro, encontravam-se em ótimo estado de funcionamento, assim podendo usar os gráficos obtidos como referência para

identificação de anomalias em leituras posteriores. A segunda leitura foi feita no dia 18/04/2017, e a terceira no dia 01/06/2017.



Figura 19: Motor do Refinador de Madeira.
Fonte: Autoria própria.

As linhas vermelhas nos gráficos indicam o pico máximo de vibração. É importante observar que as escalas nos gráficos encontram-se em escalas diferentes para uma melhor leitura.

Nos eixos das ordenadas dos gráficos se encontra a aceleração medida em g (mm/s^2) e no eixo das abscissas se encontra a frequência medida em kCPM (kilociclos/minuto).

A nomenclatura dos pontos de medição é a seguinte:

- As letras a seguir indicam os sentidos tomados (horizontal, vertical e axial).
- LO: Significa Lado Oposto ao Acionamento.
- LA: Significa Lado do Acionamento.

6. RESULTADOS E DISCUÇÕES

A seguir são mostrados os gráficos das 2 primeiras medições, iniciando-se pelo LA-A:

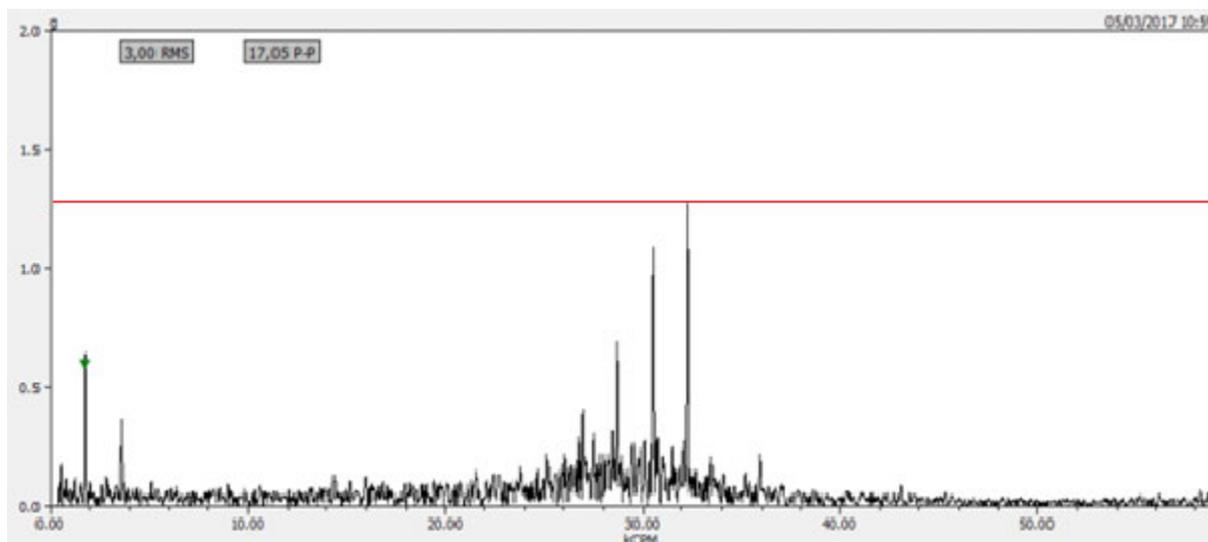


Gráfico 1: Espectro do ponto LA-A, medição 1.
Fonte: Autoria própria.

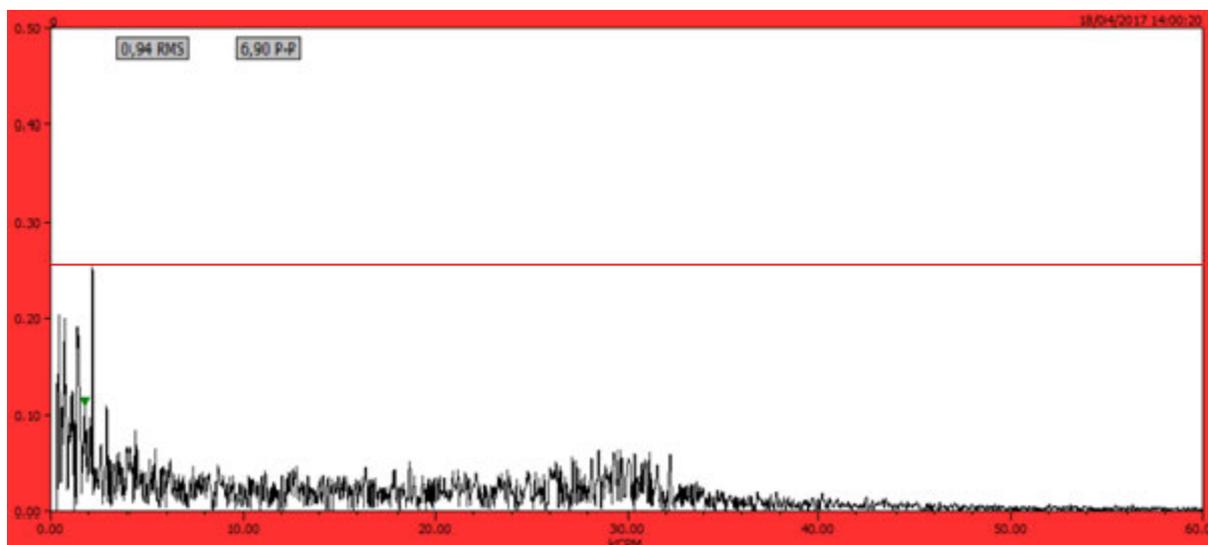


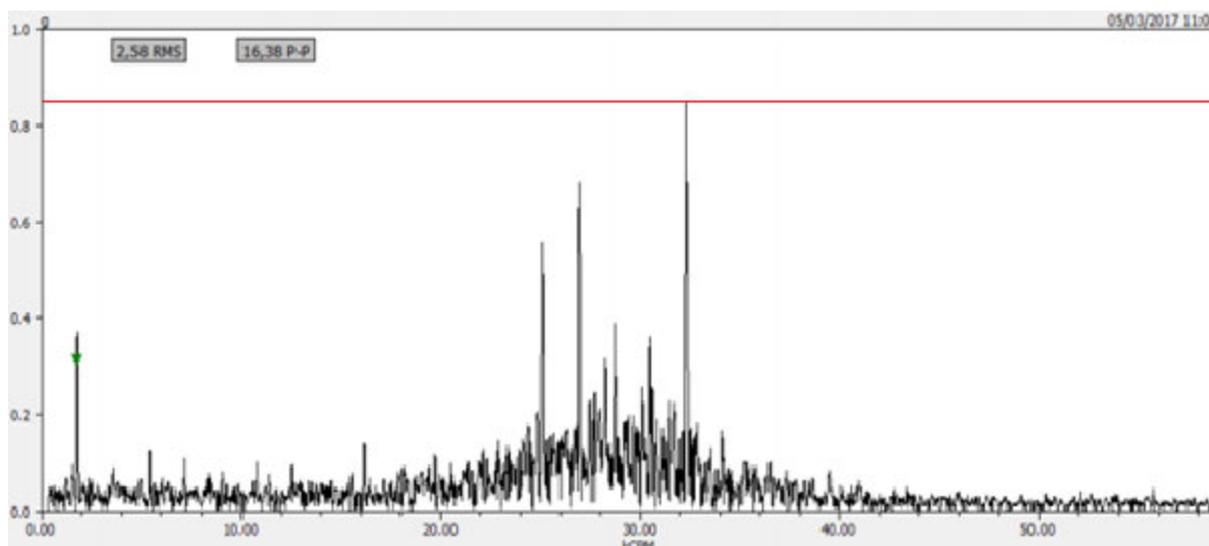
Gráfico 2: Espectro do ponto LA-A, medição 2.
Fonte: Autoria própria.

No Gráfico 1, nota-se três picos de vibração no meio do gráfico, porém não deve-se importar com eles, pois esses são picos de ressonância, ou seja, estão ali por estarem próximos da frequência de ressonância do motor.

O Gráfico 2, apresentou uma agitação dos espectros em torno da frequência do eixo que está demarcada com uma flecha verde. Nota-se que as vibrações até são menores que a para mesma frequência no Gráfico 1, porém, no primeiro gráfico há somente um pico isolado, já no segundo há vários picos. Constatou-se através dessa leitura que o eixo estava desbalanceado, através da anomalia encontrada em torno da frequência de rotação do eixo, e também porque é na direção de leitura axial que se encontram defeitos como o desbalanceamento.

A seguir são mostrados os gráficos das 2 primeiras leituras, no LA-H.

No Gráfico 3, notamos novamente picos de vibrações em torno da frequência de ressonância do eixo e também um pico isolado na frequência de rotação do eixo, que são normais e não causam preocupação.



**Gráfico 3: Espectro do ponto LA-H, medição 1.
Fonte: Autoria própria.**

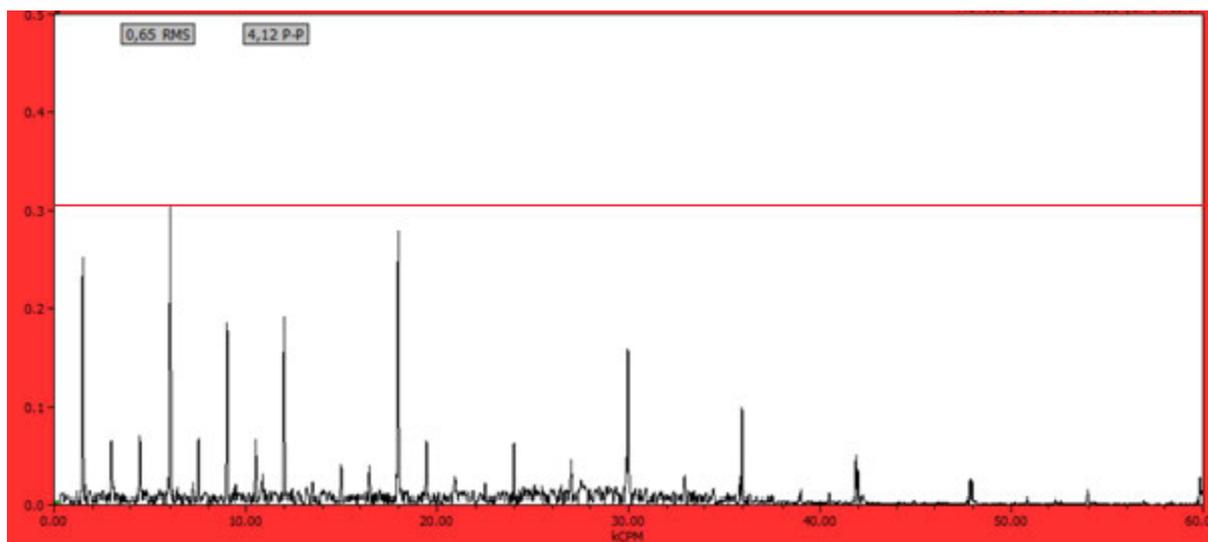


Gráfico 4: Espectro do ponto LA-H, medição 2.
Fonte: Autoria própria.

No Gráfico 4, pode notar-se vários picos em múltiplos de frequência. Então, como mostrado na secção 4.5.4, constatou-se um defeito no rolamento do motor, através da anomalia do gráfico e também se sabendo que é nessa direção de leitura que é flagrado os defeitos de rolamentos.

A seguir são mostrados os gráficos das 2 primeiras leituras, no LA-V.

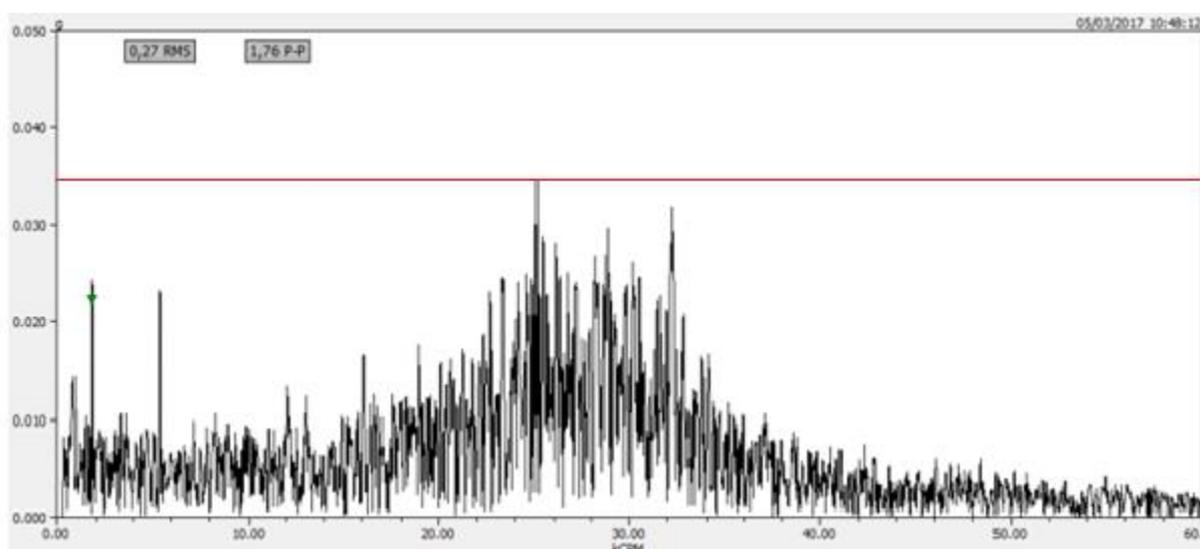


Gráfico 5: Espectro do ponto LA-V, medição 1.
Fonte: Autoria Própria.

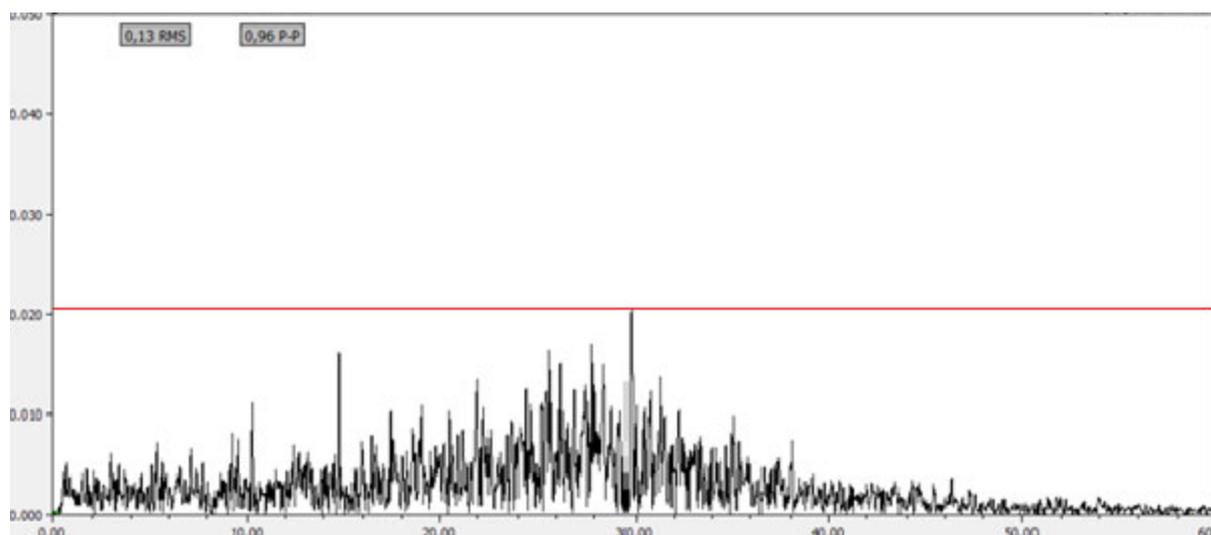


Gráfico 6: Espectro do ponto LA-V, medição 2.
Fonte: Autoria Própria.

No Gráfico 5, notou-se novamente uma alteração da vibração em torno da frequência de ressonância do eixo e também um pico isolado de vibração indicado pela flecha verde na frequência de rotação do eixo, que são normais.

No Gráfico 6, notou-se que houve até uma redução dos valores de vibração com relação à primeira medição, então pode constatar-se que nesse ponto de leitura nenhum defeito pode ser identificado.

A seguir são mostrados os gráficos das 2 primeiras leituras, em LO-H.

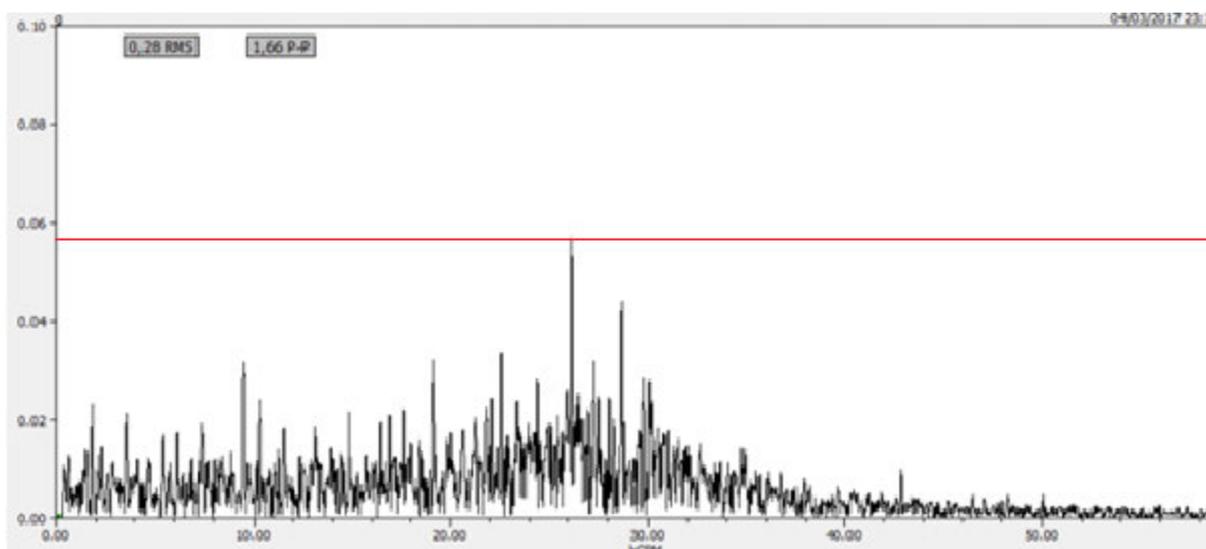


Gráfico 7: Espectro no ponto LO-H, medição 1.
Fonte: Autoria própria.

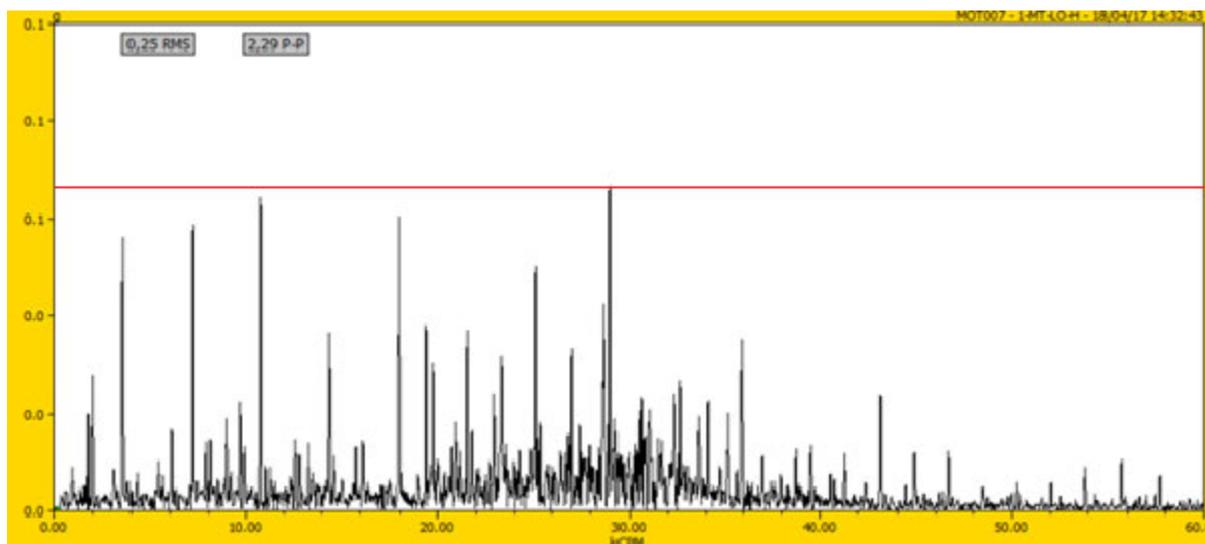


Gráfico 8: Espectro de leitura em LO-H, medição 2.
Fonte: Autoria própria.

No Gráfico 7, novamente pode notar-se somente um aumento da vibração em torno da frequência de ressonância do eixo, o que indica tudo dentro do normal.

No Gráfico 8, semelhantemente a anomalia notada no Gráfico 4, ocorrem picos de vibrações em múltiplos de frequência, confirmando o defeito de rolamento já citado acima.

A seguir são mostrados os gráficos das 2 primeiras leituras, no ponto LO-V.

No Gráfico 9, ocorre novamente alteração em torno da frequência de ressonância e também alguns picos em torno da frequência de rotação do eixo, porém de acordo com dados do histórico da empresa, são valores dentro do normal. Isso também ocorre no Gráfico 10, que também não nos mostra nenhum defeito.

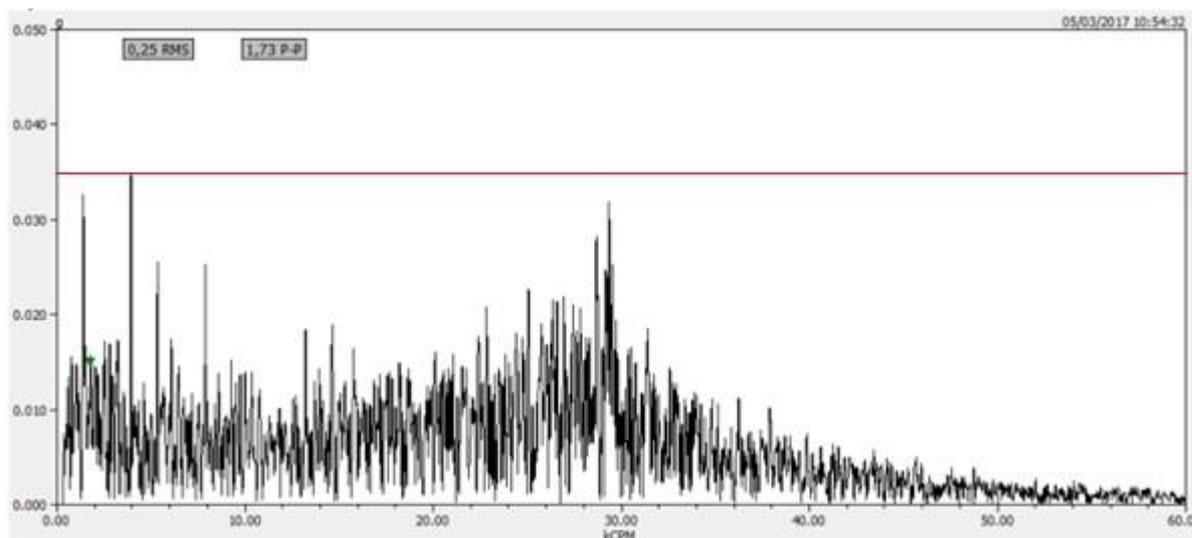


Gráfico 9: Espectro de leitura em LO-V, medição 1.
Fonte: Autoria própria.

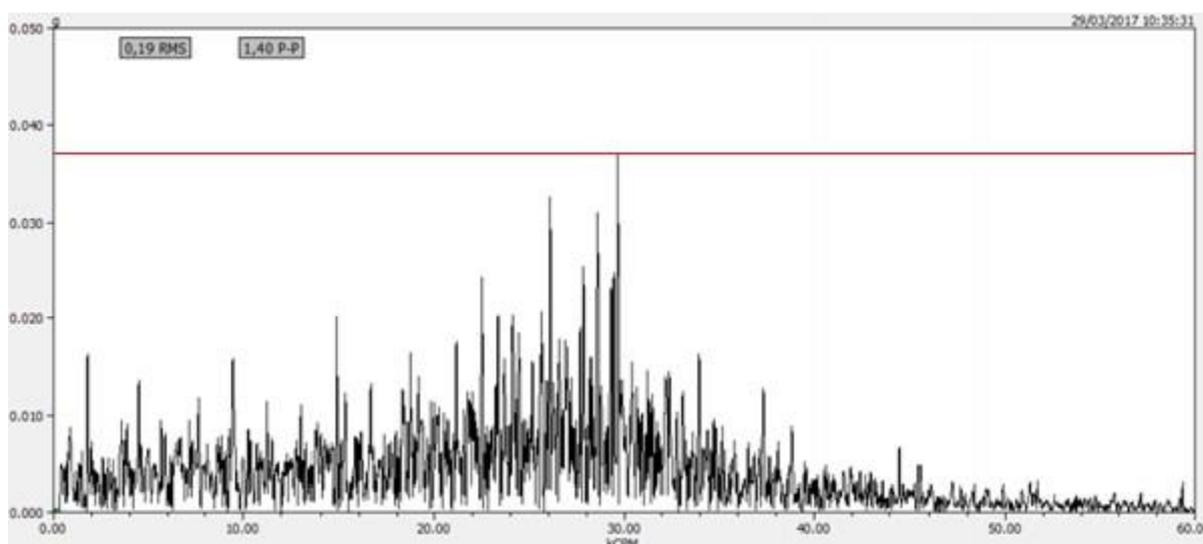


Gráfico 10: Espectro de leitura em LO-V, medição 2.
Fonte: Autoria própria.

Depois desta última medição, realizada no mês de abril, tais problemas foram repassados para a diretoria da Brasfibra, que solicitou a troca do rolamento desgastado e o alinhamento do eixo. Tais manutenções foram realizadas durante a parada programada realizada mensalmente na empresa, e então foi realizada outra leitura no dia 31/05/2017 com rolamento novo e lubrificado e eixo alinhado. Tais leituras serão apresentadas a seguir.

O Gráfico 11 mostra uma diminuição significativa dos valores de vibração se comparados aos gráficos obtidos no mesmo ponto nas leituras anteriores.

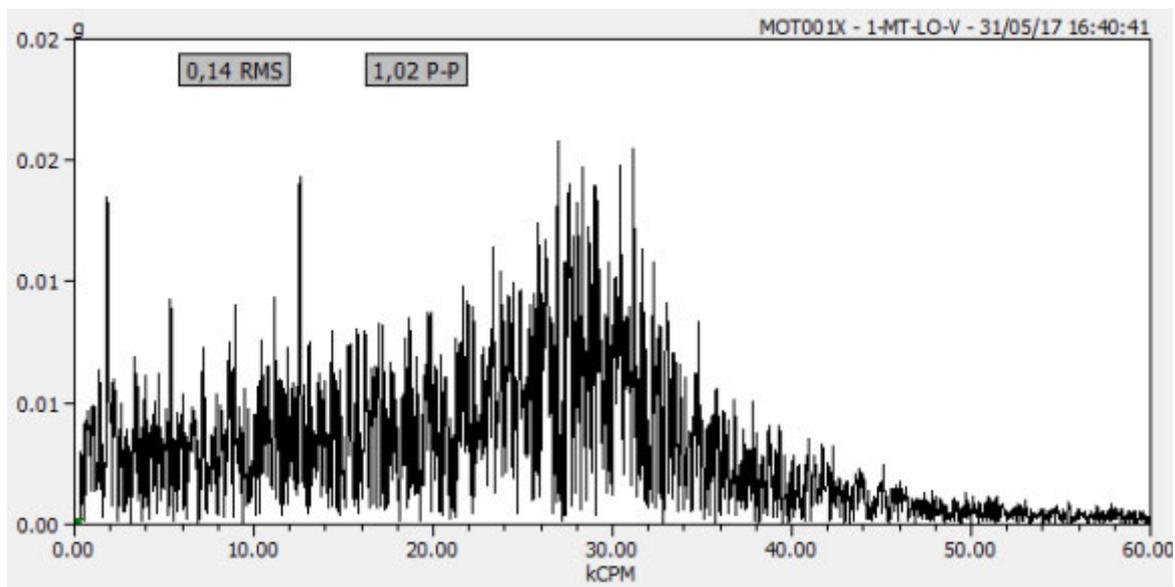


Gráfico 11: Espectro do ponto LO-V, medição 3.
Fonte: Autoria própria.

No Gráfico 12 nota-se claramente que não ocorrem mais picos de vibração como ocorria no Gráfico 4.

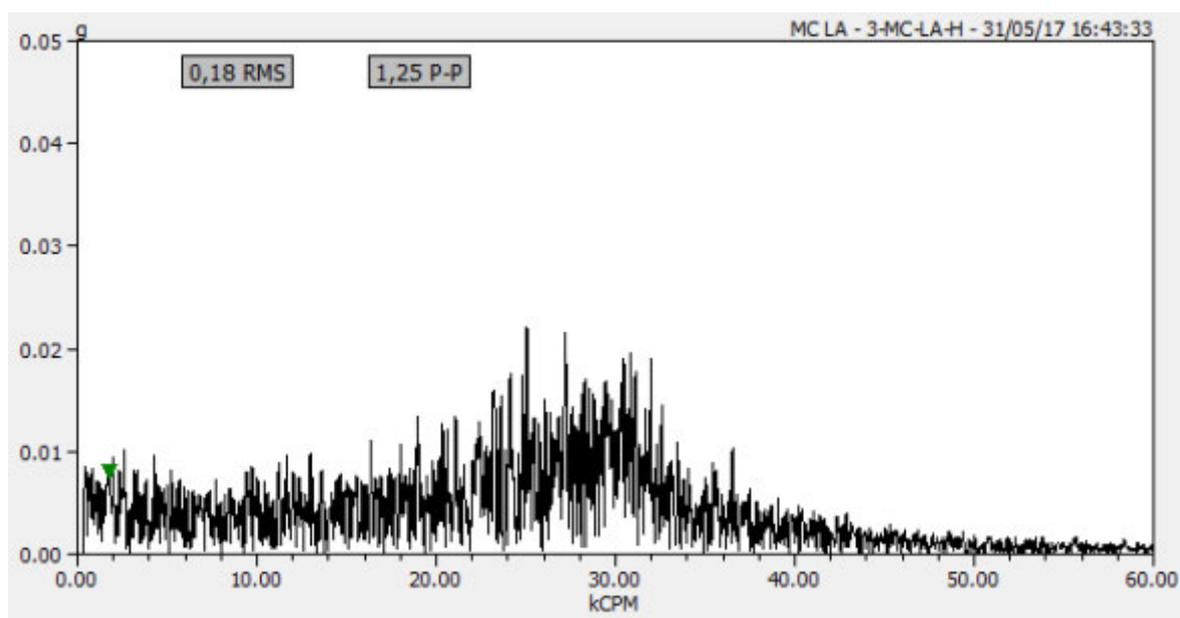


Gráfico 12: Espectro no ponto LA-H, medição 3.
Fonte: Autoria própria.

O Gráfico 13 também nos mostra valores menores de vibração dos que os encontrados nas leituras posteriores e também sem a ocorrência de picos que caracterizaram o defeito de rolamento.

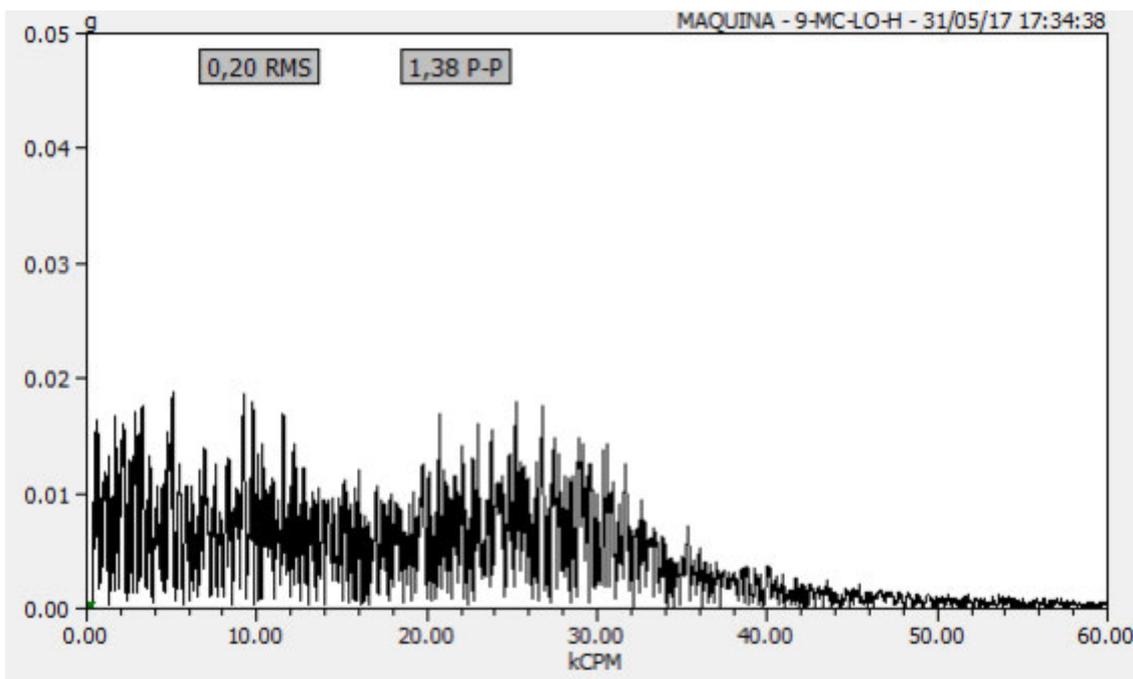


Gráfico 13: Espectro no ponto LO-H, medição 3.
Fonte: Autoria própria.

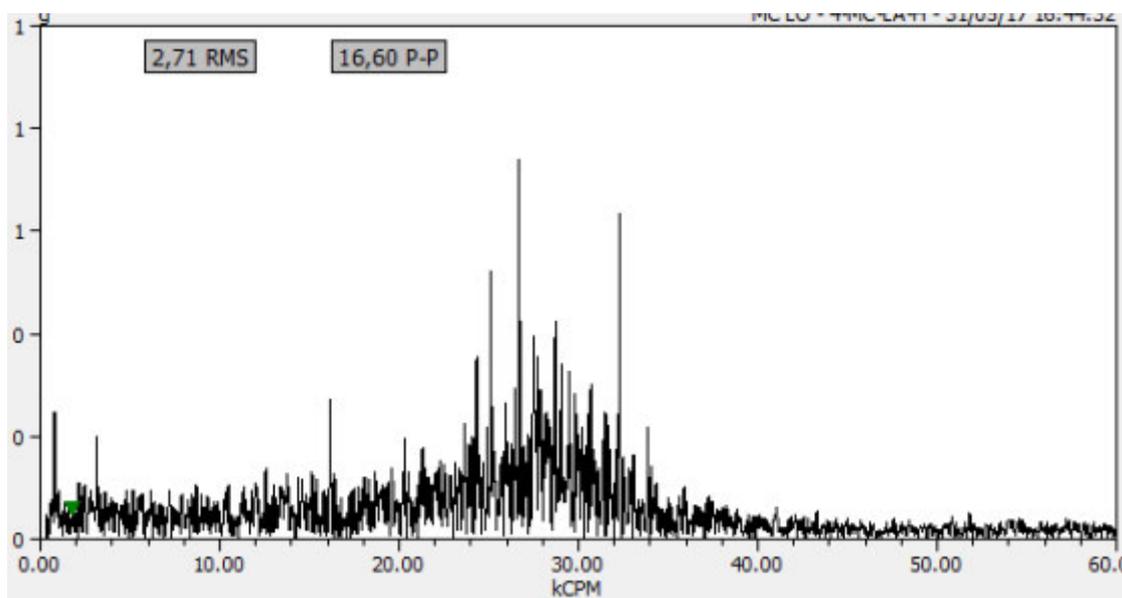


Gráfico 14: Espectro do ponto LA-A, medição 3.
Fonte: Autoria própria.

Da mesma forma que nos gráficos anteriores da medição 3, o Gráfico 14 também traz somente uma alteração em torno da frequência de ressonância do eixo e mais nenhuma anomalia, diferentemente do Gráfico 4, onde notou-se vários picos de vibrações em torno da frequência de rotação do eixo tornando possível a identificação do defeito.

A leitura no ponto LA-V não foi realizada devido a serviços da empresa que estavam sendo feitos no momento, porém, desse ponto espera-se que como nas medições anteriores, estivesse tudo dentro da normalidade.

7. CONCLUSÃO

Conclui-se que a análise de vibração efetuada no presente trabalho foi bastante precisa, pois notou-se uma diminuição da vibração indesejada após realizada a substituição do rolamento e alinhamento do eixo, ambos validados pela medição 3, e também mostrou-se uma ótima técnica para se detectar defeitos em máquinas, devido a características particulares como: rapidez no diagnóstico, os ensaios são realizados de forma simples com o equipamento operando e consequentemente trazendo redução em custos e tempos de manutenção.

A técnica de manutenção preditiva usada no presente trabalho se mostrou muito eficiente, e é por isso que se destaca no atual cenário da indústria brasileira, que necessita de uma demanda de técnicas que permitam a detecção de problemas com diagnósticos confiáveis.

Como qualquer outra técnica de inspeção preditiva, o custo evitado da falha de equipamentos é difícil de mensurar pois envolve não só o reparo e a substituição do equipamento e instalações, mas também as perdas provocadas pelo tempo de interrupção do fornecimento, os prejuízos ao mercado consumidor, ao meio ambiente, à imagem da empresa, entre outros. Pela avaliação da criticidade é possível adiar ou evitar intervenções desnecessárias.

8. REFERÊNCIAS

International Organization of Standardition. **Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s-basis for specifying evaluation standards.** ISO 2372, 1974.

International Organization of Standardition. **Evaluation and measurement of vibration in buildings, Draft Proposal.** ISO DP 4866, 1975.

International Organization of Standardition. **Guide for evaluations of human exposure to whole-body vibration.** ISO 2631, 1974.

RAO, Singiresu, **Vibrações Mecânicas.** 4^a ed. São Paulo, SP. Pearson Prentice Hall, 2008.

INMAN, D. J., **Engineering Vibration**, 3th ed., New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2001.

THOMSOM, Willian T. **Theory of vibration with application.** 5^a ed. Pearson Education Asia Limited, 1998.

ZAMMAR, Gilberto. **Aplicação da transferência de tecnologia em práticas preditivas para análise do comportamento de equipamentos mecânicos: O caso de um redutor planetário,** 2015. Disponível em: <http://www.revistaespacios.com/a15v36n10/15361014.html>.

NIGRO, F. B. **Vibrações: Balanceamento de rotores.** USP-SP. São Paulo-SP, 2015.

ARATO JR, Adyles. **Manutenção preditiva monitorando severidade de vibrações.** Disponível em <http://www.abcm.org.br/anais/creem/2005/pdf/a4.pdf>. Acesso em 21 de novembro de 2016.

GATEC. **Projeto manutenção preditiva: Análise de vibrações.** Página 5, 2016.

http://www.Pruftechnik.com/fileadmin/user_upload/COM/Machinery_Service/PDFs/AnEngineersGuide_byPRUFTECHNIK.pdf. Acesso em 15 de maio de 2017.

SHEFFER, C.; GIRDHAR, P. **Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance**. 1st ed. Elsevier, Índia, Newnes /2004.

ISO (International Standard) 13373-1:2002 **Condition monitoring and diagnostics of machines — Vibration condition monitoring — Part 1: General procedures**. International Organization for Standardization, 2002.

Mobley, R. K. **An Introduction to Predictive Maintenance - Establishing a predictive maintenance program**. Elsevier Inc. 2nd ed. Woburn-MA. Butterworth-Heinemann, 2002

ISO (International Standard) 10816-3:1998 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. International Organization for Standardization, 1998.

Brown, M. (1999). **Applying the Predictive Approach**. http://www.newstandardinstitute.com/catalog_articles.cfm. Acesso em 1 de maio de 2017.

Teknikao, Indústria e Comércio. **Análise de Vibrações**. São Paulo- SP, 2017.

PRUFTECHNIK. Análise das vibrações das máquinas, 2017. Disponível em: <
https://www.pruftechnik.com/br/solucoes/aplicacoes/analise-das-vibracoes-das-maquinas.html?hine_html>=>. Acesso em 03/07/2017.

ENGETELES. Manutenção preditiva, 2017. Disponível em: <
<http://engeteles.com.br/manutencao-preditiva/>>. Acesso em 04/07/2017.

MAIS, J; BRADY, S. **Introduction Guide to Vibration Monitorin: Measurements, Analysis e Terminology**. SKF Reability System. San Diego-CA, 2002.

NORTON, R. **Projeto de Máquinas**. Bookman. Porto Alegre-RS, 2004