

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CÂMPUS GUARAPUAVA
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ALBANO SIMÕES BENTO NETTO

**ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM UM TORNO DA UTFPR
GUARAPUAVA**

GUARAPUAVA
2019

ALBANO SIMÕES BENTO NETTO

**ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM UM TORNO DA UTFPR
GUARAPUAVA**

Trabalho de Conclusão de curso apresentado à
Coordenação de Engenharia Mecânica, como
requisito parcial à obtenção do Título de Bacharel
em Engenharia Mecânica, da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dra. Denise Ramalho

GUARAPUAVA
2019



Ministério da Educação
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
UTFPR - CAMPUS GUARAPUAVA
DIRETORIA GERAL - CÂMPUS CAMPUS GUARAPUAVA
DIRET. GRAD. EDUCACAO PROFISSIONAL - GP
COORD. CURSO DE ENGENHARIA MECANICA - GP



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM UM TORNO DA UTFPR GUARAPUAVA
ALBANO SIMÕES BENTO NETTO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em Guarapuava, Paraná na data 12 de novembro de 2020, de maneira remota, 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.

DENISE ALVES RAMALHO

Prof. Orientador

RAQUEL DA CUNHA RIBEIRO DA SILVA

Membro Da Banca

SÉRGIO DALMAS

Membro Da Banca

Aldo Przybysz

Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

ALBANO SIMÕES BENTO NETTO

Estudante do Curso

NETTO, Albano S. B. **Análise de vibrações em um torno mecânico da UTFPR Guarapuava**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso para obtenção de título de Bacharel em Engenharia Mecânica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2019.

RESUMO

A vibração é um fenômeno bastante comum e está presente tanto no nosso cotidiano como em ambientes industriais. Porém, muitas vezes a vibração pode ser indesejável, por originar muitos problemas em equipamentos mecânicos, o que pode trazer prejuízos para indústrias. A análise de vibração pode ser usada para identificar problemas em equipamentos mecânicos e evitar que falhas aconteçam de forma inesperada ou que alguns problemas se tornem sérios, poupando gastos desnecessários e ocasionais. Tendo em vista esses malefícios que a vibração pode causar, o presente trabalho visa realizar uma análise de vibração a partir de dados coletados do espectro de vibração de um torno mecânico, e através desses dados identificar possíveis falhas e propor métodos mais viáveis para a solução dos mesmos.

Palavras-chave: Análise de vibração. Identificar problemas. Espectro de vibração. Torno mecânico.

NETTO, Albano S. B. **Vibration analysis in a lathe from UTFPR Guarapuava**. 2019. Completion of coursework to obtain a bachelor's degree in Mechanical Engineering – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2019.

ABSTRACT

Vibration is a very common phenomenon and is present both in our daily lives and in industrial environments. However, vibration can often be undesirable, as it causes many problems in mechanical equipment, which can cause losses for industries. Vibration analysis can be used to identify mechanical equipment problems and to prevent unexpected failures or problems occurring from becoming serious, recovering unnecessary and occasional expenses. Given these harms that a vibration can cause, the present work aims to perform a vibration analysis from data collected of the vibration spectrum of a lathe, and through this data identify possible failures and propose viable methods for a solution of the same.

Keywords: Vibration analysis. Identify problems. Vibration spectrum. Lathe.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Gráfico ilustrativo da manutenção preditiva	19
Figura 2: Movimento harmônico simples.....	21
Figura 3: Movimento harmônico simples em dois eixos	22
Figura 4: Comparação entre movimentos com tipos diferentes de amortecimento	25
Figura 5: Sistema com um grau de liberdade	26
Figura 6: Resposta de um sistema não amortecido à excitação harmônica	28
Figura 7: Excitação harmônica - fenômeno de batimento	29
Figura 8: Excitação harmônica - ressonância	30
Figura 9: Esquema de um grau de liberdade com amortecimento viscoso.....	30
Figura 10: Influência do fator de amortecimento na amplitude de vibração.....	33
Figura 11: Nomograma de vibração e critérios de vibração.....	35
Figura 12: Assinatura espectral	36
Figura 13: Deslocamento de vibração.....	37
Figura 14: Velocidade de vibração	37
Figura 15: Aceleração de vibração	38
Figura 16: Valor de pico e RMS para um rolamento com defeito.....	41
Figura 17: (a) pico e valor de RMS (b) valor de crista	42
Figura 18: Procedimento de análise de envelope	43
Figura 19: Transformação do domínio do tempo para o domínio da frequência pela FFT	44
Figura 20: Painel frontal Fluke 810	46
Figura 21: Conectores e acessórios	48
Figura 22: Torno MS-205.....	50
Figura 23: Barramento	51
Figura 24: Cabeçote fixo.....	51
Figura 25: Cabeçote móvel.....	52
Figura 26: Placa de três castanhas independentes	53
Figura 27: Carro superior	54
Figura 28: Força de atrito ao longo do comprimento de contato cavaco-ferramenta.....	55
Figura 29: Direções das forças no torneamento	56
Figura 30: Trajetória espiral da ferramenta no torneamento interno.....	56
Figura 31: Faixa alta medição 1	59
Figura 32: Faixa baixa medição 1	60
Figura 33: Faixa alta medição 2	61
Figura 34: Faixa baixa medição 2	61

Figura 35: Faixa alta medição 3	62
Figura 36: Faixa baixa medição 3	63
Figura 37: Faixa alta medição 4	64
Figura 38: Faixa baixa medição 4	65
Figura 39: Faixa alta medição 5	66
Figura 40: Faixa baixa medição 5	66
Figura 41: Faixa alta medição 6	67
Figura 42: Faixa baixa medição 6	68
Figura 43: Faixa alta medição 7	69
Figura 44: Faixa baixa medição 7	70
Figura 45: Faixa alta medição 8	71
Figura 46: Faixa baixa medição 8	72
Figura 47: Faixa alta medição 9	73
Figura 48: Faixa baixa medição 9	74
Figura 49: Faixa alta medição 10	75
Figura 50: Faixa baixa medição 10	76
Figura 51: Faixa alta medição 11	77
Figura 52: Faixa baixa medição 11	77
Figura 53: Faixa alta medição 12	78
Figura 54: Faixa baixa medição 12	79

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Classificação de equipamentos pela velocidade de vibração	38
Tabela 2: Tabela de identificação de falhas	39
Tabela 3: Funções do painel frontal	47
Tabela 4: Funções das teclas de navegação	48
Tabela 5: Conectores de acessórios	49
Tabela 6: Características dos ensaios	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ISO	Organização Internacional de Normalização (do inglês – <i>International Organization for Standardization</i>)
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
DIN	Instituto alemão de normalização (do alemão – <i>Deutsches Intitut für Normung</i>)
RMS	Raiz quadrada média (do inglês – <i>Root Mean Square</i>)
RPM	Revoluções por minuto

LISTA DE SÍMBOLOS

$\ddot{x}(t)$	Aceleração em função do tempo;
A	Amplitude máxima do movimento;
ϕ_L	Ângulo efetivo;
A_s	Constante da solução da equação particular;
B_s	Constante da solução da equação particular;
k	Constante de rigidez;
BD	Diâmetro da pista;
PD	Diâmetro primitivo;
ζ	Fator de amortecimento;
F_{cf}	Fator de crista;
F_{fr}	Força de atrito;
F_f	Força de avanço;
F_c	Força de corte;
F_p	Força passiva;
N	Força normal;
f	Frequência;
w_n	Frequência natural;
fr	Frequência relativa entre as pistas interna e externa;
$x(t)$	Função do deslocamento com o tempo;
g	Gravidade;
m	Massa;
n	Número de elementos rolantes;
τ	Período de oscilação;
x_0	Posição inicial;

f_0	Razão entre a amplitude da força e a massa;
$x_p(t)$	Solução particular;
t	Tempo;
j	Unidade imaginária;
x_{pico}	Valor de pico;
x_{rms}	Valor quadrático médio;
ω	Velocidade angular;
ω_0	Velocidade angular inicial;
v_0	Velocidade inicial;
A_0	Velocidade inicial de perturbação;
λ_0	Velocidade inicial de perturbação;

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	14
1.1	JUSTIFICATIVA.....	16
1.2	OBJETIVOS	16
1.2.1	Objetivo Geral.....	16
1.2.2	Objetivos Específicos	16
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	MANUTENÇÃO.....	17
2.2	MANUTENÇÃO CORRETIVA.....	17
2.2.1	Manutenção preventiva	18
2.2.2	Manutenção preditiva	18
2.3	VIBRAÇÕES.....	20
2.3.1	Classificação das vibrações	20
2.4	MOVIMENTO HARMÔNICO	20
2.4.1	Amortecimento	24
2.4.2	Vibração livre com um grau de liberdade	25
2.4.3	Vibração harmônica de sistemas não amortecidos	26
2.4.4	Vibração harmônica de sistemas amortecidos	30
2.5	CRITÉRIO DE SEVERIDADE DA VIBRAÇÃO.....	33
2.6	ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	36
2.6.1	Domínio do tempo	40
2.6.2	Domínio da frequência.....	42
2.6.3	Transformada Rápida de Fourier.....	44
3.	METODOLOGIA.....	45
3.1	INSTRUMENTO PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO - FLUKE 810	45
3.2	TORNO MS-205.....	49
3.2.1	Acessórios	50
3.2.2	Barramento.....	50
3.2.3	Cabeçote fixo.....	51
3.2.4	Cabeçote móvel.....	52
3.2.5	Placa de três castanhas independentes.....	52
3.2.6	Carro superior.....	53
3.3	METODOLOGIA DOS ENSAIOS.....	57
3.3.1	Ferramentas	57
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	58
4.1	ENSAIO 1.....	59
4.2	ENSAIO 2.....	63
4.3	ENSAIO 3.....	68

4.4	ENSAIO 4.....	74
5.	CONCLUSÃO.....	80
6.	REFERÊNCIAS.....	81

1. INTRODUÇÃO

Segundo Rao (2008), a vibração é qualquer movimento que se repete após um intervalo de tempo. Ou seja, uma oscilação, o movimento de uma corda de violão ao ser tocada ou o movimento das cordas vocais ao produzir o som de nossa voz são exemplos de vibração.

Dito isto, pode-se dizer que a vibração é algo comum no nosso cotidiano, e está inserida no meio em que vivemos, seja em ambientes industriais, onde encontram-se máquinas operando diariamente, ou até mesmo em ambientes domésticos, com atividades simples como arrastar um móvel, abrir uma janela etc.

Desde 4000 a.C. as pessoas já tinham interesse pela vibração, pelo som que era feito pelos primeiros instrumentos musicais. E foi a partir disso que os seres humanos foram aplicando engenhosidade e estudando esse fenômeno para compreendê-lo melhor e usar esses conhecimentos da forma que são usados atualmente (RAO, 2008).

O estudo da vibração é de grande importância na área da engenharia, tendo em vista que não só grande parte das atividades humanas, como por exemplo a nossa audição se dever à vibração dos nossos tímpanos, mas também muitos problemas causados em equipamentos mecânicos acontecerem devido à vibração (RAO, 2008).

Na engenharia, a vibração pode ser considerada usualmente como algo indesejável, pois muitas vezes ela pode causar aumento das tensões, desgaste, fadiga, e assim prejudicar a vida útil das máquinas ou estruturas (DUKKIPATI, 2007).

Segundo Franco (2010), em máquinas rotativas, através do estudo e modelagem das mesmas podemos concluir que entre as fontes de vibrações, as principais são o desbalanceamento, empenamento e desalinhamento.

A análise de vibrações é importante pois ela pode evitar que problemas em máquinas ou equipamentos se tornem sérios, já que em equipamentos mecânicos temos vibração numa frequência única, o que faz ser possível identificar o problema e realizar os corretos passos para a reparação (Mais & Brady, 2002).

A identificação e monitoramento do desgaste de um equipamento pode ser realizado por uma técnica chamada análise de severidade. Trata-se de uma técnica relativamente simples, normatizada tanto por normas internacionais como por normas

brasileiras, como a ISO e a ABNT. São analisados parâmetros como deslocamento, aceleração, velocidade e frequência de vibração, em uma faixa de classificação que considera a severidade para máquinas, humanos e estruturas (ABCM,2005).

Essas vibrações podem ser analisadas em pontos diferentes da máquina, que sejam acessíveis e durante o funcionamento da mesma. Desta forma é possível descobrir qual componente está apresentando o mau funcionamento, pois cada componente possui uma frequência característica de vibração, e como são analisados diversos pontos, é possível analisar separadamente cada componente e ter mais precisão nos resultados (INMAN, 2001).

Uma máquina vibrará de acordo com as frequências características de seus componentes, portanto, cada tipo de máquina possui uma assinatura espectral original. A análise da assinatura espectral é confiável pois: os componentes comuns possuem particulares frequências de vibração, as quais é possível isolá-las e identificá-las; e a amplitude de cada componente de vibração deve permanecer constante caso não ocorram alterações nos componentes ou na dinâmica operacional da máquina (GATEC, 2016).

A primeira coisa a ser explorada no controle de vibrações é tentar alterar a fonte de vibração de modo que ela produza menos vibração.

De acordo com Rao (2008), em muitas situações práticas é possível reduzir, mas não eliminar as forças dinâmicas que causam vibrações. Há diversos métodos que podem ser aplicados para realizar o controle das vibrações. Entre eles, podem ser listados como importantes:

- Controlar as frequências naturais do sistema e evitar ressonâncias sob excitações externas.
- Evitar resposta excessiva do sistema, mesmo em ressonâncias, introduzindo um mecanismo de amortecimento ou de dissipação de energia.
- Reduzir a transmissão das forças de excitação de uma parte da máquina para outra mediante a utilização de isoladores de vibração.
- Reduzir a resposta do sistema mediante a adição de um neutralizador de massa ou absorvedor de vibração auxiliar.

Normalmente, é possível controlar a vibração com o balanceamento ou usando peças e elementos de máquinas mais precisos (ou seja, melhorando o acabamento

superficial durante a fabricação e com a adesão de tolerâncias mais rigorosas) (RAO, 2008).

E foi seguindo esse raciocínio que foi feita uma coleta de dados da vibração durante o funcionamento de um torno mecânico, a fim de analisar essa vibração da máquina, para assim discutir a respeito da saúde da mesma, e propor uma solução em caso de defeitos ou falhas.

1.1 Justificativa

O presente trabalho poderá ser futuramente utilizado para direcionar os alunos que tenham o interesse no aprendizado da realização da análise de vibrações de um torno mecânico.

Esse trabalho proporcionará um guia que facilitará a realização da manutenção preditiva por análise de vibrações e mostrará as vantagens da aplicação desse tipo de manutenção.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

Facilitar a análise de vibrações por meio da catalogação dos passos necessários para sua realização.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Avaliar os procedimentos de análise de vibrações presentes na literatura;
- Coletar dados do espectro de vibração de um torno mecânico;
- Analisar os dados coletados do espectro de vibração;
- Identificar qual característica é mais adequada para a identificação de falhas em um torno;

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Manutenção

A manutenção é o conjunto de atividades necessárias para que as funções de um equipamento ou grupo de equipamentos seja mantida dentro de padrões aceitáveis a curto, médio ou longo prazo (ABNT,1994).

O nível de vibração de uma máquina normalmente decresce durante o período inicial de seu funcionamento e se mantém praticamente constante durante seu período útil, e depois começa a aumentar rapidamente por conta do desgaste excessivo até chegar a falha e ao fim do tempo útil de vida da máquina (KARDEC, 2007).

2.2 Manutenção corretiva

A manutenção corretiva é realizada depois que o equipamento tenha cessado ou diminuído a capacidade de exercer as funções para as quais foi projetado, visando corrigir, restaurar ou recuperar o equipamento dessas falhas (SLACK et al, 2002).

Apesar desta definição indicar que a manutenção corretiva é uma manutenção simplesmente entregue ao acaso, ela ainda se subdivide em duas categorias: planejada e não-planejada.

Para Otani & Machado (2008), a manutenção não-planejada consiste na correção da falha ou problema de desempenho realizada após a ocorrência do fato, sem acompanhamento anterior, aleatoriamente. Já para a manutenção corretiva planejada, a manutenção ocorre após a falha, porém essa manutenção é preparada, por um acompanhamento preditivo.

A manutenção corretiva é um tipo de gerência de manutenção bastante simples, no entanto pode requerer custos demasiadamente altos, referentes a estoques de peças, ociosidade de máquina e baixa disponibilidade de produção, e esses custos podem ser maiores caso aconteça falhas da equipe de manutenção, ou falta de peças para reposição (ALMEIDA, 2000).

2.2.1 Manutenção preventiva

Consiste em um trabalho de prevenção de defeitos que possam originar uma falha ou baixo rendimento dos equipamentos em operação. É feita com base em estudos estatísticos, estado dos equipamentos, local da instalação, condições elétricas e dados do fabricante (recomendações etc.) (SLACK et al, 2002).

Esse método de manutenção é realizado em intervalos fixos de tempo. Possui a desvantagem de que há a perda de produção durante as paradas para a manutenção. Além disso, há o risco de imperfeições quando o maquinário é colocado em funcionamento novamente devido ao erro humano. Por conta desses fatores esse tipo de manutenção acaba sendo não muito econômico (ALMEIDA, 2000).

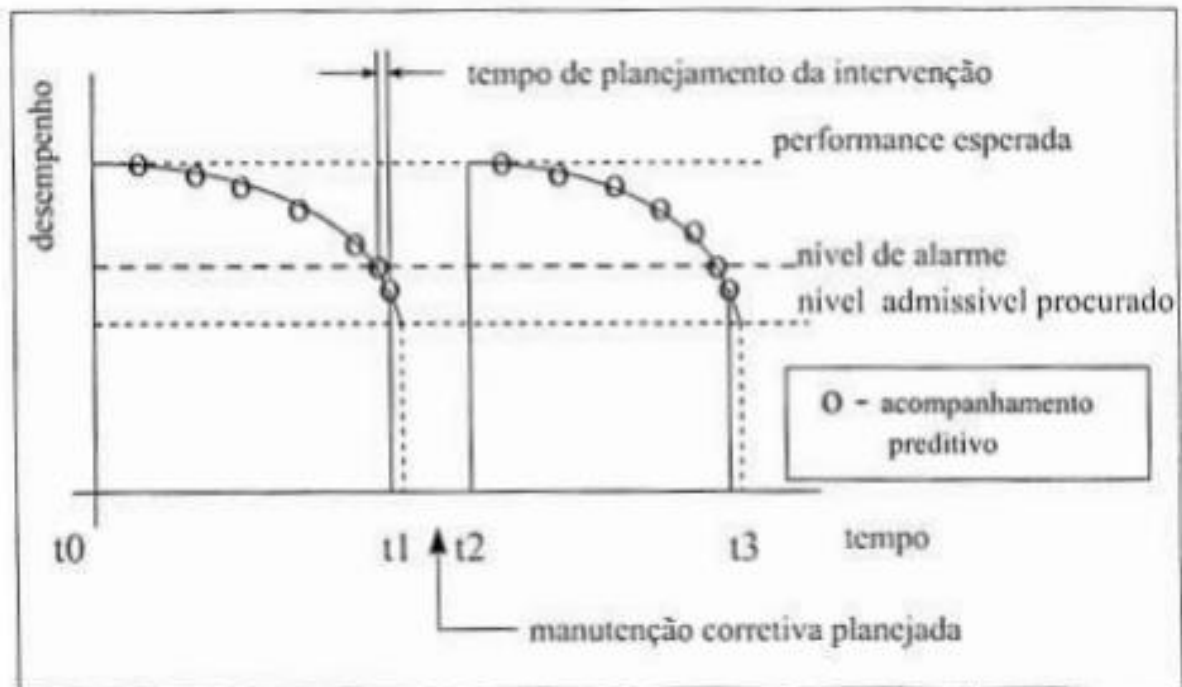
Segundo Almeida (2000), o maior problema desse tipo de abordagem de manutenção é se basear em estatísticas para a programação de paradas sem avaliar as variáveis específicas da planta, que são fatores que afetam diretamente a vida operacional de uma máquina.

2.2.2 Manutenção preditiva

A manutenção preditiva tem por finalidade evitar ou prevenir falhas em equipamentos ou sistemas sem que seja necessário a interrupção de seu funcionamento, através do acompanhamento de diversos parâmetros (OTANI & MACHADO, 2008).

A figura 1 ilustra como funciona o processo de manutenção preditiva, onde se observa que através do acompanhamento dos parâmetros se torna possível identificar quando o grau de degradação se aproxima de um limite, sendo cabível assim tomar a decisão de intervenção.

Figura 1: Gráfico ilustrativo da manutenção preditiva



Fonte: Santos (2009)

Segundo a GATEC (2016), dentre as vantagens da manutenção preditiva, podemos listar:

- Eliminação de desperdício de peças;
- Diminuição de estoques associados;
- Aumento da eficiência nos reparos;
- Aumento da confiabilidade da planta;
- Diminuição da gravidade dos problemas;
- Maior disponibilidade de máquinas;
- Diminuição dos custos globais;
- Aumento da confiabilidade;
- Aumento da produtividade;
- Melhoria da qualidade;

2.3 Vibrações

A vibração nada mais é do que um movimento que se repete em intervalos de tempo. A teoria de vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles.

Um sistema vibratório é composto por três partes chamadas de partes elementares: um meio para armazenar a energia potencial; um meio para armazenar energia cinética; e um meio para a perda gradual de energia. Nesse sistema, há a transferência de energia potencial para energia cinética e de energia cinética para potencial, podendo ter parte da energia dissipada quando há algum tipo de amortecimento (RAO, 2008).

2.3.1 Classificação das vibrações

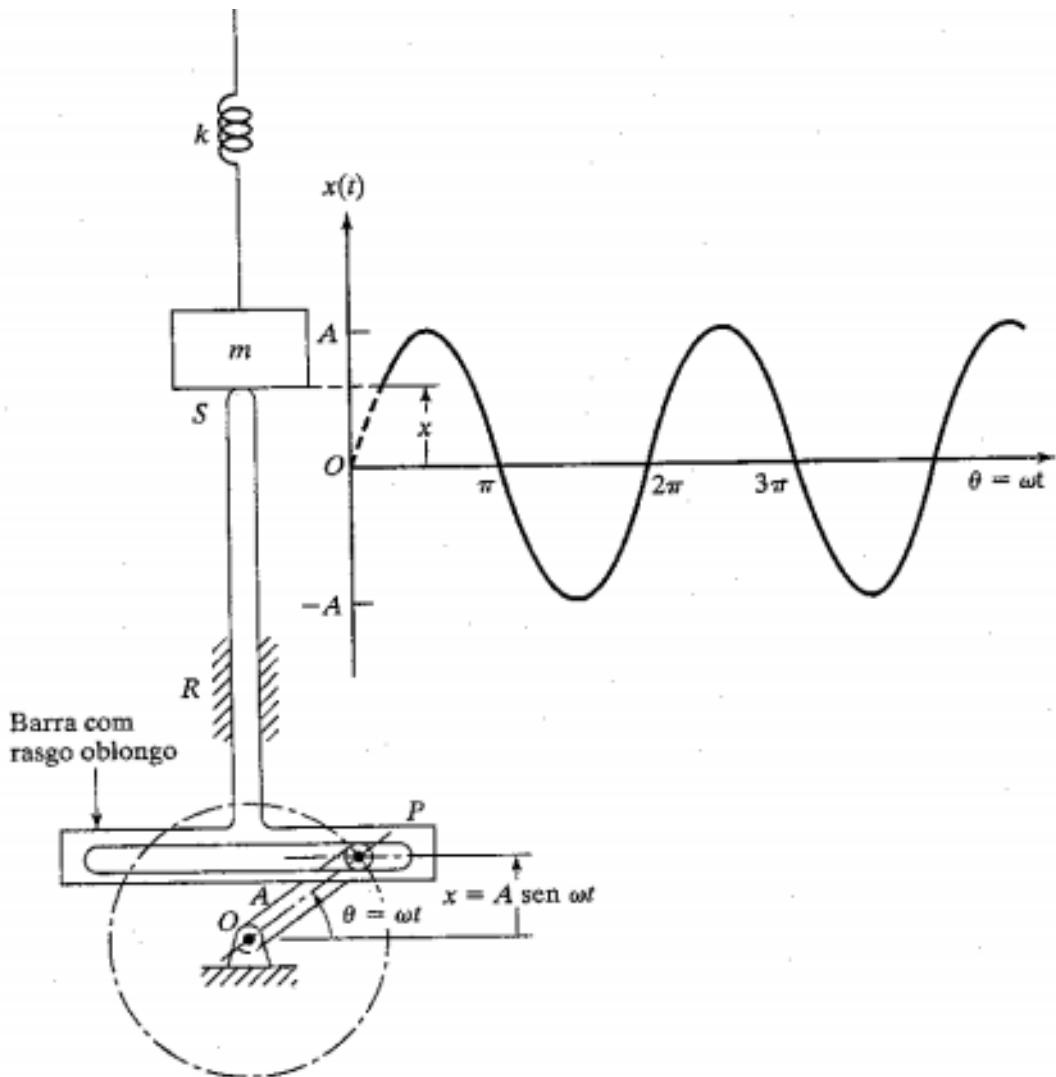
Segundo Rao (2008), as vibrações podem ser classificadas em: vibração livre, vibração forçada, vibração amortecida e não amortecida e vibração linear e não linear:

- Vibração livre: Quando não há uma força externa agindo sobre o sistema, ou seja, depois de perturbado o sistema continua a vibrar por conta própria;
- Vibração forçada: Quando há uma força externa agindo sobre o sistema, ou seja, quando há uma força contínua ou repetitiva que causa essa vibração;
- Vibração amortecida: Se há perda de energia, é denominado vibração amortecida;
- Vibração não amortecida: Quando não há nenhuma ou quase nenhuma perda de energia seja por atrito ou por dissipação;
- Vibração linear: Quando todos os componentes básicos do Sistema se comportam linearmente;
- Vibração não linear: Quando algum dos elementos se comporta de maneira não linear;

2.4 Movimento harmônico

Quando o movimento oscilatório for repetido em intervalos de tempo iguais, é denominado movimento periódico. O tipo mais simples de movimento periódico é o movimento harmônico (RAO, 2008).

Figura 2: Movimento harmônico simples



Fonte: Rao (2008)

O deslocamento $X(t)$ de uma massa m no sistema da Fig. 2 que ilustra um movimento harmônico é dada por:

$$X = A \text{ sen}(\theta) = A \text{ sen}(\omega t) \quad (1)$$

Sendo que ω é a velocidade angular, t é o tempo, X é a posição da massa e A é a máxima amplitude do movimento.

A velocidade da massa m no tempo é dada por:

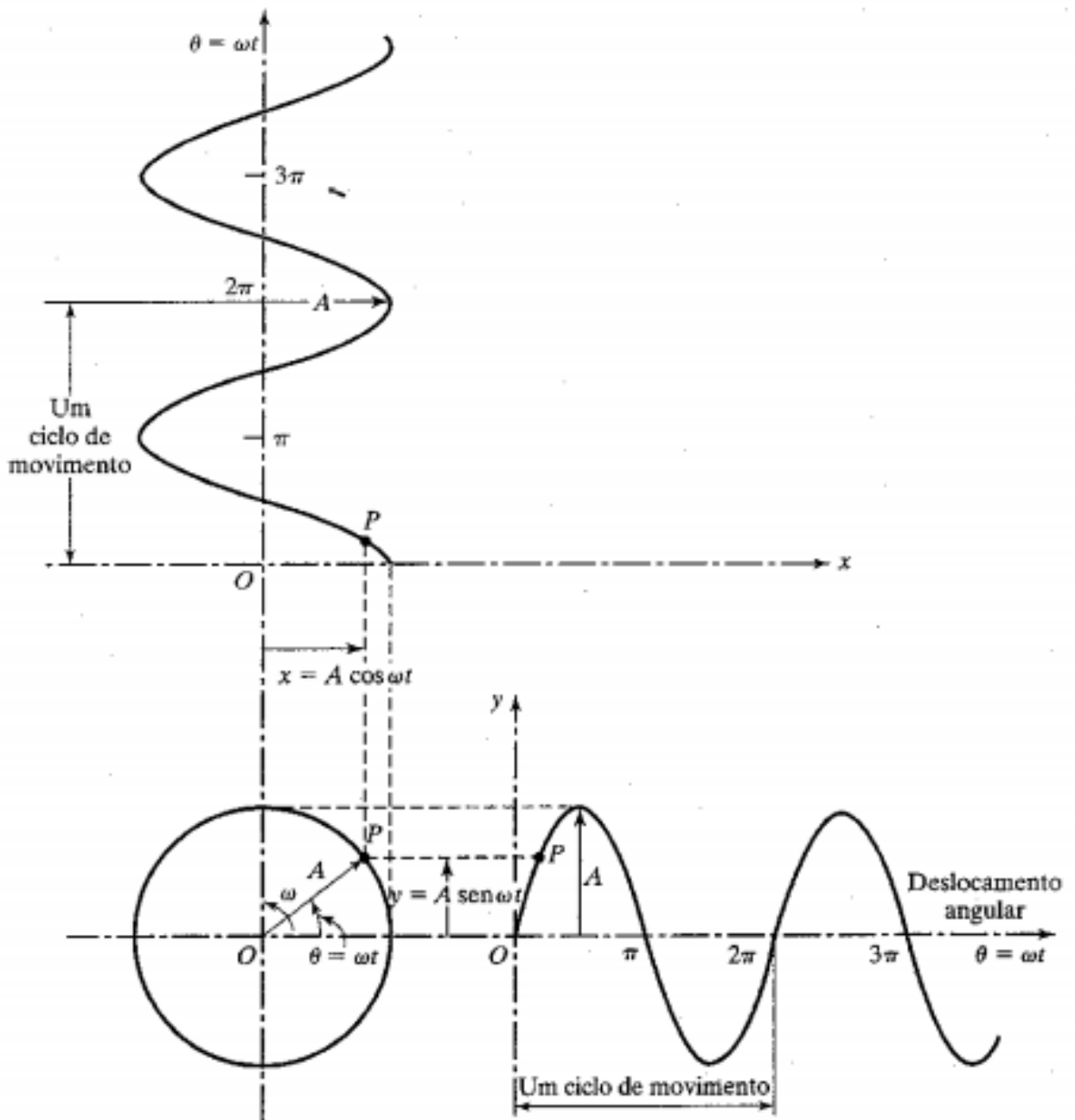
$$\frac{dX}{dt} = \omega A \cos(\omega t) \quad (2)$$

e a aceleração por

$$\frac{d^2X}{dt^2} = -\omega^2 A \text{sen}(\omega t) = -\omega^2 X \quad (3)$$

A aceleração é diretamente proporcional ao deslocamento, esse tipo de vibração é conhecido como movimento harmônico simples (Fig. 3).

Figura 3: Movimento harmônico simples em dois eixos



Fonte: Rao (2008)

Quando se trata de movimento harmônico, de acordo com Rao (2008) são úteis as seguintes definições:

- Ciclo: O movimento da posição de repouso até a posição máxima em um sentido, para então retornar a posição de equilíbrio, e até a posição extrema no outro sentido e volta até a posição de equilíbrio caracteriza um ciclo de vibração.
- Amplitude: O movimento da posição de repouso até o máximo deslocamento caracteriza a amplitude de vibração.
- Período de oscilação: O tempo que leva para terminar um ciclo é denominado período de oscilação. Denotado por τ :

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega} \quad (4)$$

onde ω é a velocidade angular.

- Frequência de oscilação: O número de ciclos por unidade de tempo é denominado frequência de oscilação. Denotado por f :

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (5)$$

- Ângulo de fase: Representa o deslocamento angular inicial.
- Frequência natural: A frequência que um sistema oscila após uma perturbação inicial, continuando a vibrar sem a ação de forças externas é denominada frequência natural.

A utilização de máquinas com altas velocidades de operação e o uso de materiais mais leves na construção da estrutura dessas máquinas tornaram mais frequente a ocorrência de condições para o surgimento de vibrações que podem reduzir a confiabilidade do sistema.

Por conta disto, acaba sendo essencial a medição periódica da vibração das máquinas e estruturas para que seja possível identificar quaisquer alterações destas.

Para a medição da vibração, o movimento do corpo vibratório é convertido em um sinal elétrico pelo transdutor ou sensor de vibração. Esse transdutor, é um equipamento que transforma quantidade mecânicas em quantidades elétricas, assim

é possível visualizar em uma tela para serem analisados e determinar as características de vibração desejáveis da máquina.

A forma de determinar o tipo de instrumento de vibração mais adequado para o uso leva em consideração os seguintes fatores:

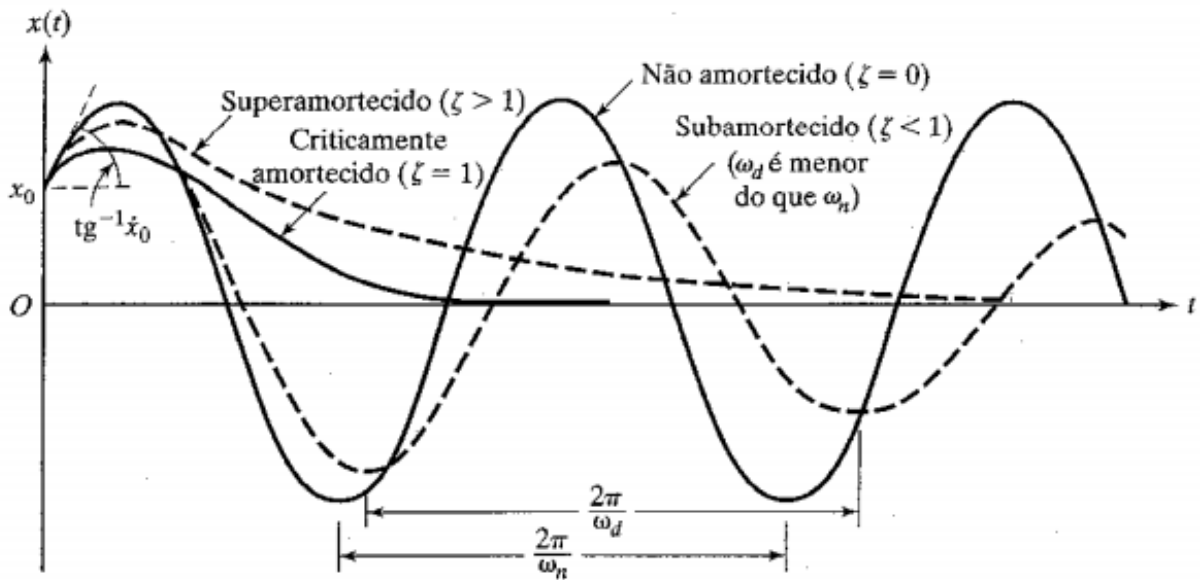
- Faixas esperadas das frequências e amplitudes;
- Tamanho da máquina;
- Condições de operação da máquina;
- Tipo de processamento de dados a ser utilizado;

2.4.1 Amortecimento

De acordo com Rao (2008), o amortecimento representa a capacidade de um sistema em dissipar energia. O amortecimento pode aparecer em sistemas livres ou forçados. Para sistemas vibratórios forçados, segundo Rao (2008), podem aparecer três tipos de amortecimento: crítico (sistema criticamente amortecido), subcrítico (sistema subamortecido) e supercrítico (sistema superamortecido).

Na Fig. 4, é possível observar que, na vibração superamortecida ($\zeta > 1$), a oscilação é rapidamente absorvida por conta da alta capacidade de dissipação de energia. Já para a vibração subamortecida ($\zeta < 1$), a energia vai sendo dissipada com o passar do tempo, na qual temos grande amplitude de oscilação inicial para depois uma tendência a reduzir essa amplitude continuamente se o sistema não tiver excitação externa. Na vibração criticamente amortecida ($\zeta = 1$), a energia é dissipada de tal maneira que o sistema retorna o mais rapidamente possível para a posição inicial (sistema sem oscilação), e por fim a vibração não amortecida ($\zeta = 0$) o sistema permanece em equilíbrio sem dissipação de energia.

Figura 4: Comparação entre movimentos com tipos diferentes de amortecimento



Fonte: Rao (2008)

2.4.2 Vibração livre com um grau de liberdade

A solução da equação diferencial ordinária que rege o movimento desse tipo de sistema, segundo Rao (2008) é dado por:

$$x(t) = e^{\zeta w_n t} \left(x_0 \cos \sqrt{1 - \zeta^2} w_n t + \frac{\lambda_0 + \zeta w_n x_0}{\sqrt{1 - \zeta^2} w_n} \right) \quad (6)$$

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;

λ_0 é a velocidade inicial de perturbação;

t é o tempo;

Para um sistema criticamente amortecido, tem-se:

$$x(t) = [x_0 + (\lambda_0 + w_n x_0)t] e^{-w_n t} \quad (7)$$

Já para um sistema superamortecido:

$$x(t) = C_1 e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + C_2 e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} \quad (8)$$

onde:

$$C_1 = x_0 \omega_n \left(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1} + \frac{\lambda_0}{2\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \right) \quad (9)$$

$$C_2 = x_0 \omega_n \left(\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1} - \frac{\lambda_0}{2\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} \right) \quad (10)$$

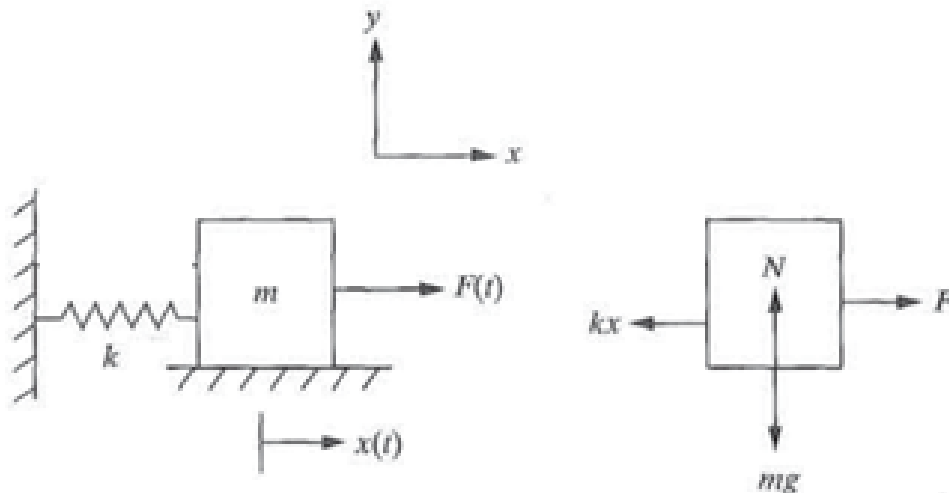
2.4.3 Vibração harmônica de sistemas não amortecidos

Considere a Fig. 5. A função $F(t)$ pode ser expressa em função de seno, cosseno ou exponencial complexa. Escolhendo a $F(t)$ da seguinte forma:

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (11)$$

onde F_0 representa a amplitude da força, ω a frequência da força e t o tempo.

Figura 5: Sistema com um grau de liberdade



Fonte: Adaptado de INMAN (2001)

Outra forma é representá-la por seno:

$$F(t) = F_0 \text{sen}(\omega t) \quad (12)$$

ou como exponencial complexa

$$F(t) = e^{j\omega t} \quad (13)$$

onde j é a unidade imaginária.

A partir da Fig. 5, fazendo a somatória das forças em x e y , chega-se em:

$$N = mg \quad (14)$$

em y , pois temos apenas a normal e o peso, e

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (15)$$

usando a função cosseno para representar a excitação harmônica.

Dividindo a equação pela massa, obtém-se:

$$\ddot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = f_0 \cos(\omega t) \quad (16)$$

onde $f_0 = F_0/m$.

Resolvendo essa equação diferencial, chegaremos que a solução particular é da forma:

$$x_p(t) = x \cos(\omega t) \quad (17)$$

Substituindo (17) em (16) obtém-se:

$$-\omega^2 x \cos(\omega t) + \omega_n^2 x \cos(\omega t) = f_0 \cos(\omega t) \quad (18)$$

$$(-\omega^2 x + \omega_n^2 x - f_0) \cos(\omega t) = 0 \quad (19)$$

Como para $t > 0 \rightarrow \omega t \neq 0$, temos que, igualando o coeficiente a 0 e resolvendo para x obtém-se:

$$x = \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2}; \quad \omega_n \neq \omega \quad (20)$$

A solução particular será, portanto:

$$x_p(t) = \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \cos(\omega t) \quad (21)$$

A solução geral será a soma das soluções particular com a homogênea:

$$x(t) = A_1 \sin(\omega_n t) + A_2 \cos(\omega_n t) + \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \cos(\omega t) \quad (22)$$

Para determinar-se os coeficientes A_1 e A_2 serão usadas as condições iniciais. Seja a posição inicial e a velocidade inicial dadas pelas constantes x_0 e v_0 . A equação fica:

$$x(0) = A_2 + \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} - x_0 \quad (23)$$

$$\dot{x}(0) = \omega_n A_1 = v_0 \quad (24)$$

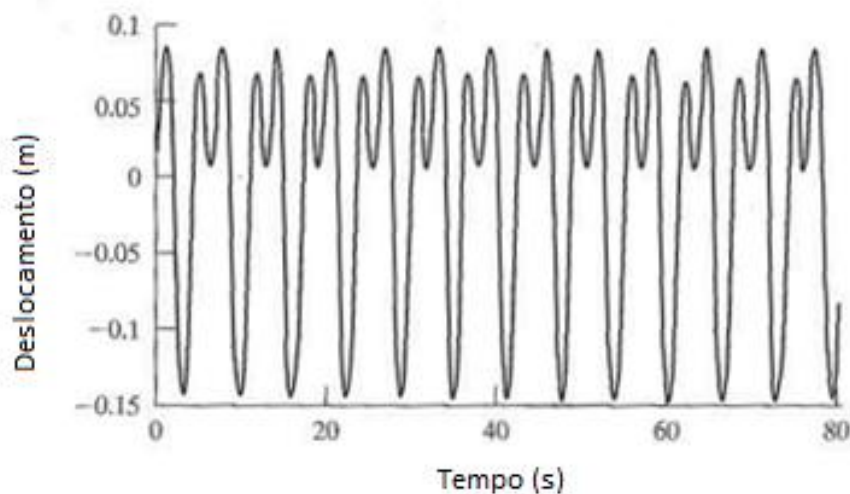
A resposta total fica:

$$x(t) = \frac{v_0}{\omega_0} \text{sen}(\omega_n t) + \left(x_0 - \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \right) \cos(\omega_n t) + \frac{f_0}{\omega_n^2 - \omega^2} \cos(\omega t) \quad (25)$$

Note que, o segundo e o terceiro termo não estão definidos se a frequência de excitação (ω) for igual à frequência natural (ω_n). Além disso, a medida que a frequência de excitação se aproxima da frequência natural, a amplitude da vibração resultante torna-se maior, fenômeno conhecido como ressonância.

A Fig. 6 ilustra a resposta de um sistema não amortecido à excitação harmônica.

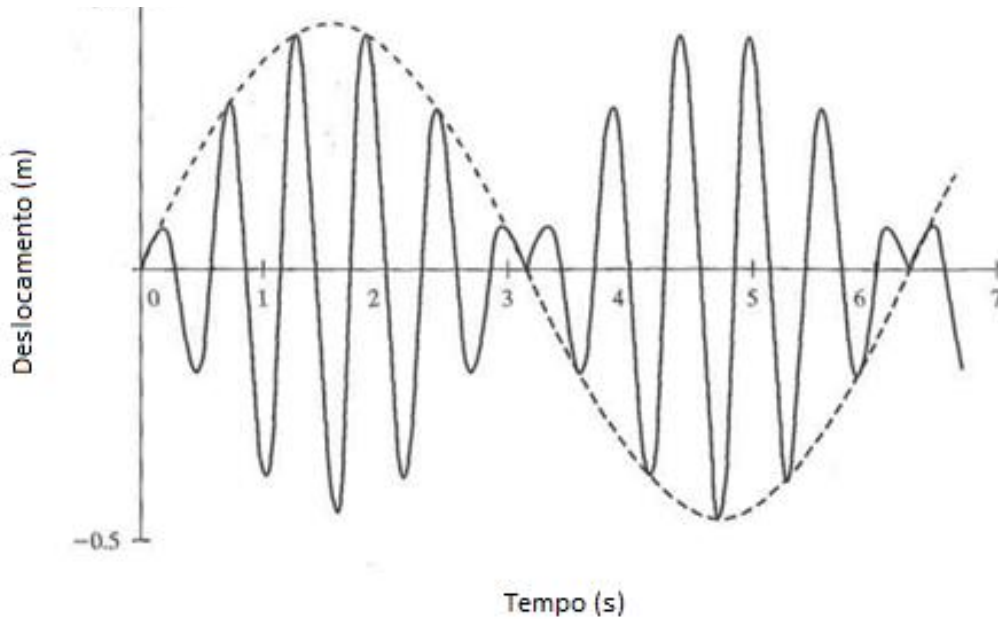
Figura 6: Resposta de um sistema não amortecido à excitação harmônica



Fonte: Adaptado de INMAN (2001)

Como comentado anteriormente, quando a frequência de excitação se aproxima da frequência natural do sistema, a diferença ($\omega_n - \omega$) é pequena por comparação e o termo $\text{sen}[(\omega_n - \omega)/2] t$ oscila com um período mais longo que $\text{sen}[(\omega_n + \omega)/2] t$, e o movimento resultante é uma oscilação rápida com amplitude lentamente variável, que é chamada de batimento (Fig. 7).

Figura 7: Excitação harmônica - fenômeno de batimento



Fonte: Adaptado de INMAN (2001)

Quando $\omega = \omega_n$, a solução dada na equação (25) não é mais válida, nesse caso é necessário escolher a função particular da forma:

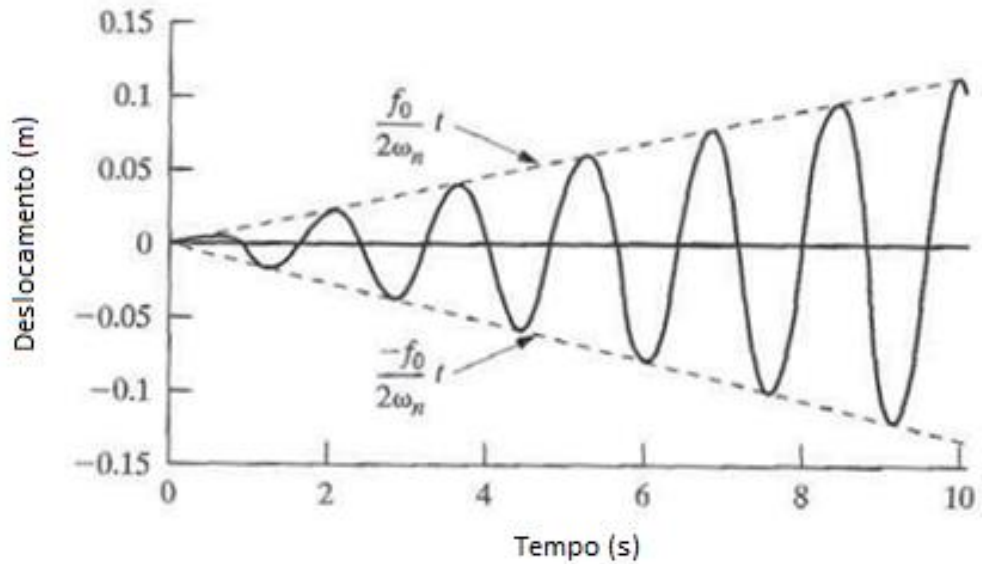
$$x_p(t) = tx \operatorname{sen}(\omega t) \quad (26)$$

Realizando os mesmos passos para resolver a equação, chegaremos em:

$$x(t) = \frac{v_0}{\omega} \operatorname{sen}(\omega t) + x_0 \cos(\omega t) + \frac{f_0}{2\omega} \operatorname{sen}(\omega t) \quad (27)$$

O fenômeno da ressonância, que acontece nesse caso está ilustrado na Fig. 8.

Figura 8: Excitação harmônica - ressonância

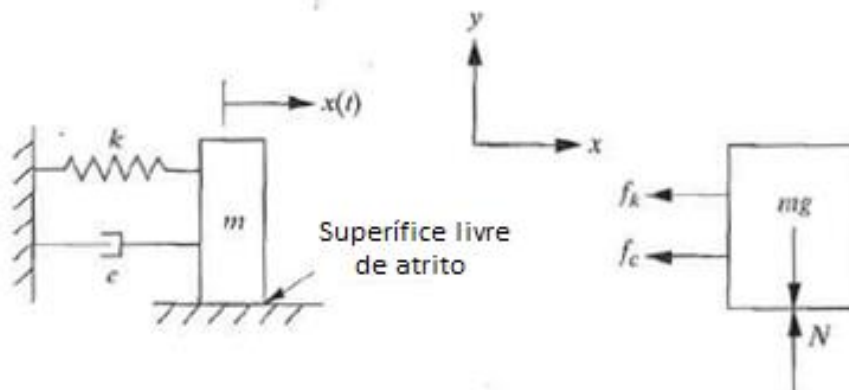


Fonte: Adaptado de INMAN (2008)

2.4.4 Vibração harmônica de sistemas amortecidos

Considerando a resposta de um sistema de um grau de liberdade com amortecimento viscoso submetido à excitação harmônica:

Figura 9: Esquema de um grau de liberdade com amortecimento viscoso



Fonte: Adaptado de INMAN (2001)

A somatória de forças em x da Fig. 9 nos dá:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos(\omega t) \quad (28)$$

Dividindo por m:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = f_0 \cos(\omega t) \quad (29)$$

onde $\omega_n = \sqrt{k/m} = c/2m\omega_n$ e $f_0 = F_0/m$.

A solução é dada pelo método dos coeficientes indeterminados, tendo a solução particular da forma:

$$x_p(t) = x \cos(\omega t + \theta) \quad (30)$$

E de forma equivalente:

$$x_p(t) = A_s \cos(\omega t) + B_s \sin(\omega t) \quad (31)$$

onde as constantes $A_s = x \cos(\theta)$ e $B_s = x \sin(\theta)$ satisfazendo:

$$x = \sqrt{A_s^2 + B_s^2} \text{ e } \theta = \tan^{-1} \frac{B_s}{A_s} \quad (32)$$

são os coeficientes indeterminados.

Derivando (6) obtém-se:

$$\dot{x}_p(t) = -\omega A_s \sin(\omega t) + \omega B_s \cos(\omega t) \quad (33)$$

$$\ddot{x}_p(t) = -\omega^2(A_s \cos(\omega t) + B_s \sin(\omega t)) \quad (34)$$

Substituindo (33) e (34) em (29) e reagrupando os termos:

$$(-\omega^2 A_s + 2\zeta\omega_n\omega B_s + \omega_n^2 A_s - f_0) \cos(\omega t) + \quad (35)$$

$$(-\omega^2 B_s - 2\zeta\omega_n\omega A_s + \omega_n^2 B_s) \sin(\omega t) = 0$$

Encontra-se os termos A_s e B_s como segue:

$$A_s = \frac{(\omega_n^2 - \omega^2)f_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2} \quad (36)$$

$$B_s = \frac{2\zeta\omega_n\omega f_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2} \quad (37)$$

E a solução particular fica:

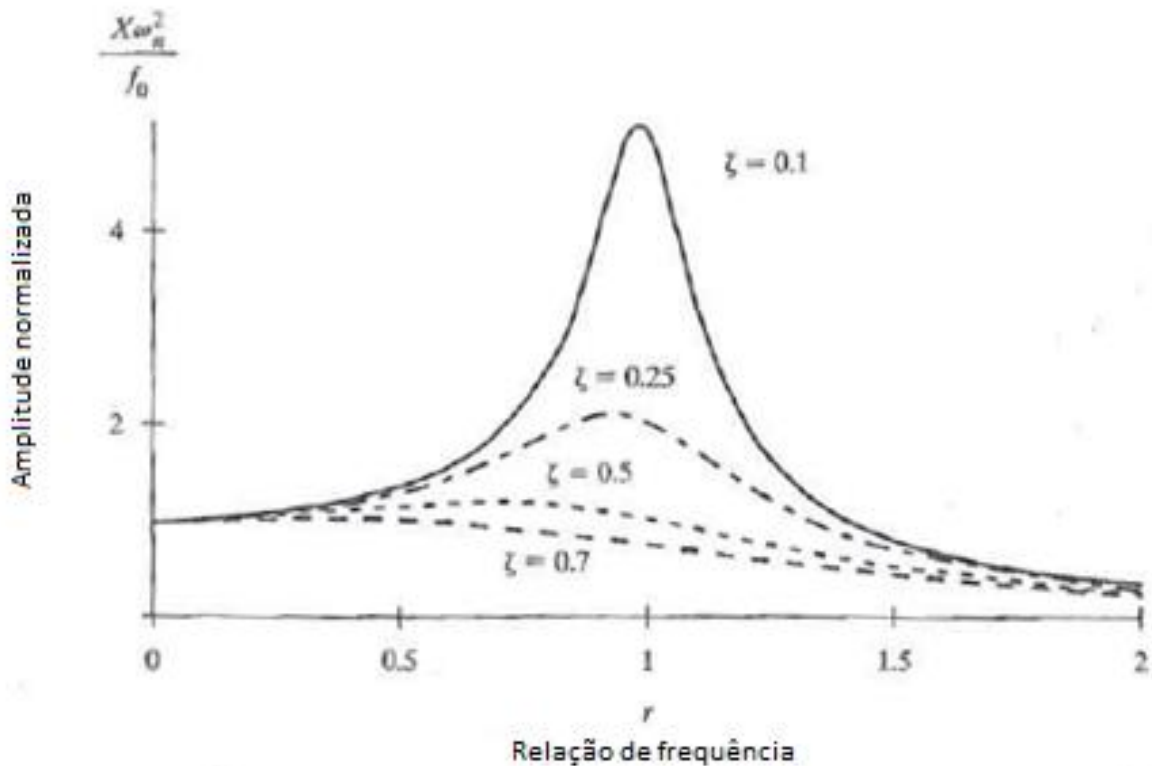
$$x_p(t) = \frac{f_0}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \cos\left(\omega t - \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2}\right) \quad (38)$$

Portanto, a solução para o caso subamortecido ($0 < \zeta < 1$) é a soma da particular e da homogênea, que resulta em:

$$\begin{aligned}
 x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} & \left\{ \left(x_0 - \frac{f_0(\omega_n^2 - \omega^2)}{(\omega_n^2 - \omega^2) + (2\omega_n\omega)^2} \right) \cos(\omega_d t) \right. \\
 & + \left(\frac{\omega_n}{\omega_d} \left(x_0 - \frac{f_0(\omega_n^2 - \omega^2)}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2} \right) \right. \\
 & \left. \left. - \frac{2\zeta\omega_n\omega^2 f_0}{\omega_d [(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2]} + \frac{v_0}{\omega_d} \right) \sin(\omega_d t) \right\} \quad (39) \\
 & + \frac{f_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2} [(\omega_n^2 - \omega^2) \cos(\omega t) \\
 & + 2\zeta\omega_n\omega \sin(\omega t)]
 \end{aligned}$$

A amplitude de vibração é afetada pela mudança do fator de amortecimento (Fig. 10). Quando o fator de amortecimento é aumentado, o pico na curva de amplitude diminui e eventualmente desaparece, e quando o fator de amortecimento diminui o valor do pico se torna mais nítido.

Figura 10: Influência do fator de amortecimento na amplitude de vibração



Fonte: Adaptado de INMAN (2001)

2.5 Critério de severidade da vibração

Antes de iniciar o projeto de uma máquina em termos de sua resposta à vibração, é preciso estabelecer como deverá ser feita as medições, e quais critérios devem ser ou não estabelecidos para que se tenha os níveis propostos aceitáveis. Isso vai depender muito da aplicação, pois alguns parâmetros são melhores para se encontrar falhas estruturais, como a amplitude de velocidade, enquanto outros podem ser melhores para a percepção de seres humanos, como a amplitude de aceleração por exemplo (INMAN, 2001).

Os padrões de vibração são testados em termos dos valores quadráticos médios (RMS) de deslocamento, velocidade e aceleração. Para o deslocamento, o valor RMS é dado, segundo Inman (2001), por:

$$x_{rms} = \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) \cdot dt \right]^{1/2} \quad (40)$$

A solução para o deslocamento é dada pela equação:

$$x(t) = A \operatorname{sen}(\omega_n t) \quad (41)$$

Diferenciando a solução de deslocamento tem-se a velocidade:

$$v(t) = \dot{x}(t) = A\omega_n \cos(\omega_n t) \quad (42)$$

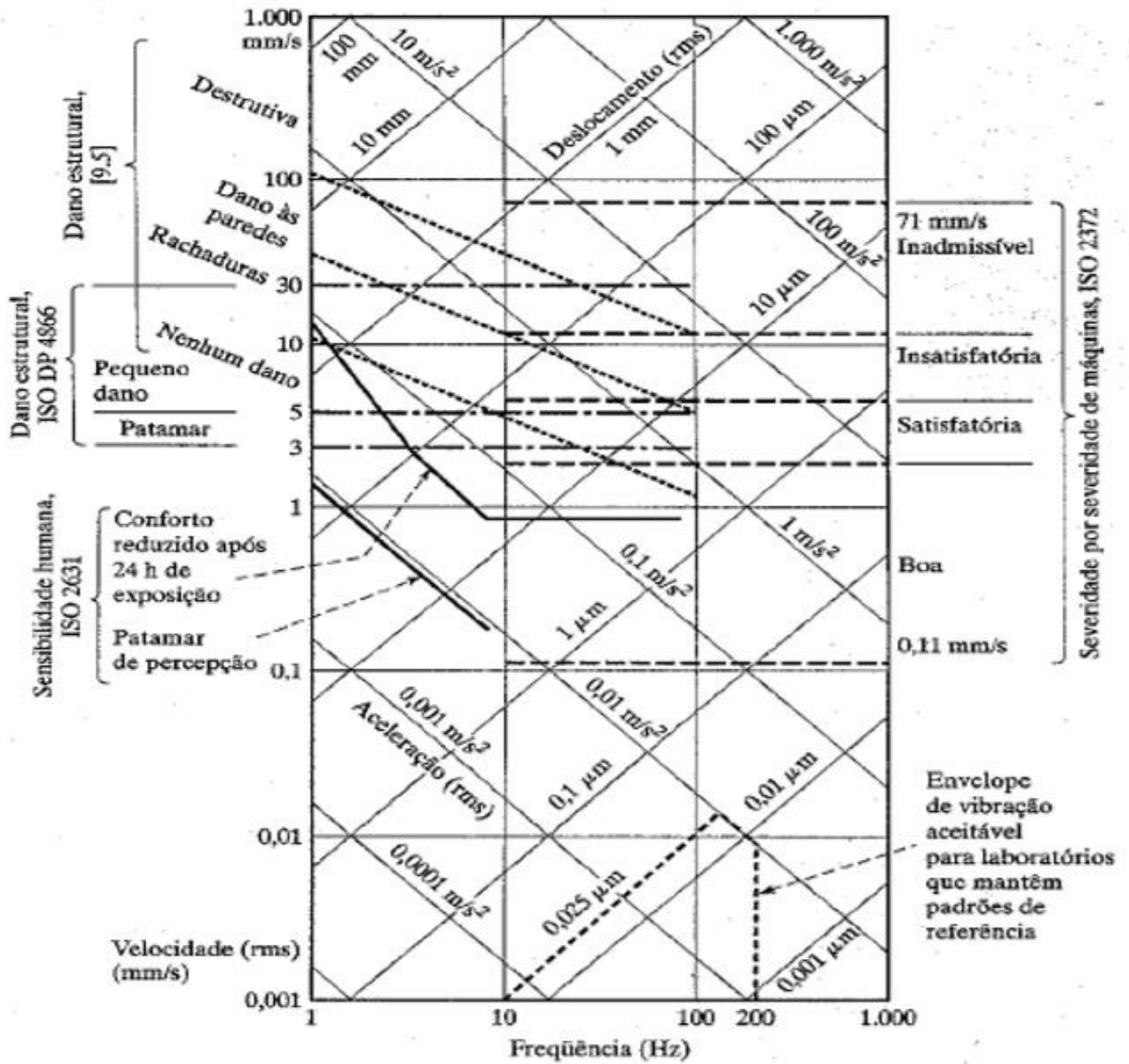
Diferenciando novamente obtém-se a aceleração:

$$a(t) = \ddot{x}(t) = -A\omega_n^2 \operatorname{sen}(\omega_n t) \quad (43)$$

Essas três expressões, junto com a definição do valor rms permitem que o nomograma seja construído.

Nomograma é uma representação gráfica da relação entre deslocamento, velocidade, aceleração e frequência para um sistema de vibração (Fig. 11).

Figura 11: Nomograma de vibração e critérios de vibração



Fonte: INMAN (2001)

Tendo como base a ISO 10816 que possui diagramas de severidade de vibração, a condição da máquina pode ser determinada comparando a velocidade de vibração, a aceleração ou a frequência com os valores estabelecidos nos padrões.

Essa norma especifica limites de vibração, dependendo apenas da potência da máquina e do tipo de fundação. Esses limites são baseados na medida do valor RMS da velocidade de vibração numa faixa de 10 a 1000 Hz, porém na prática é possível

encontrar boas respostas em frequências mais elevadas. Apesar disso, esses critérios são muito úteis pois indicam o significado de vários graus de aumento nos níveis de vibração (TEKNIKAO, 2017).

2.6 Análise de vibração

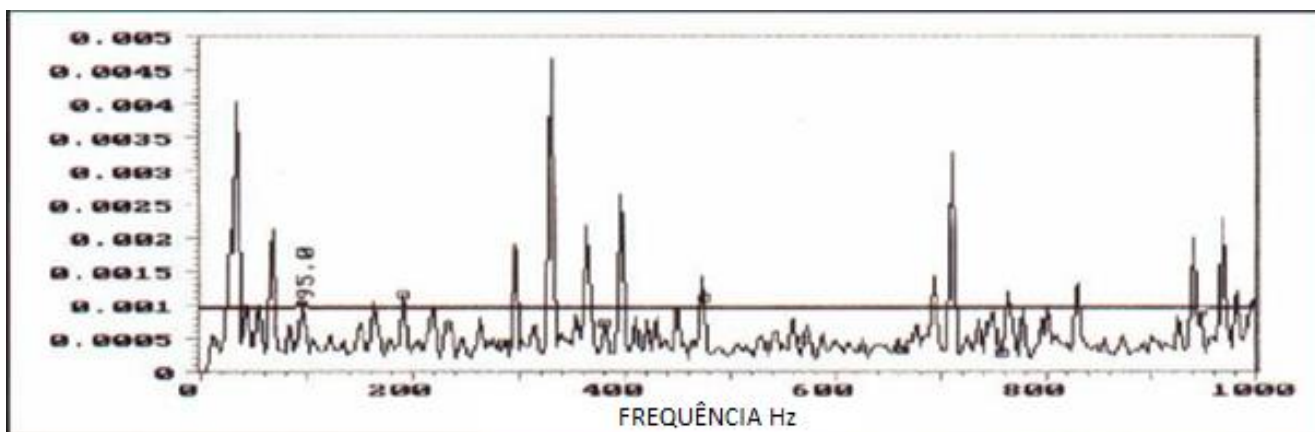
O processo de análise de vibrações detecta falhas em componentes móveis de um equipamento através da taxa de variação das forças dinâmicas geradas.

Sem ser necessário interromper o funcionamento da máquina, em alguns pontos acessíveis da mesma é avaliada a variação do nível de vibração causado por conta dessas forças dinâmicas.

Cada máquina possui uma “assinatura espectral original” que é dada pela vibração característica dos seus componentes (GATEC, 2016).

A deterioração da assinatura espectral (Fig. 12) é um sinal de que o equipamento perdeu sua integridade e não deve estar funcionando como deveria.

Figura 12: Assinatura espectral



Fonte: Adaptado de GATEC (2016)

À medida que os componentes de um equipamento começam a falhar, a frequência e amplitude de vibração começam a mudar, e com a análise do espectro aplicado ao sistema é possível identificar se algum componente está com sua integridade prejudicada.

Defeitos encontrados pela análise de vibrações:

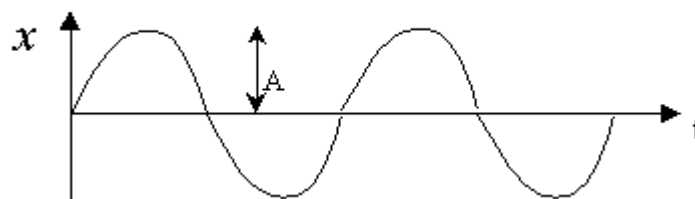
- Desbalanceamento de massa

- Desalinhamento e empenamento de eixos
- Desgaste de rolamentos
- Desgaste de engrenagens
- Problemas estruturais
- Lubrificação deficiente
- Problemas elétricos em motores
- Folgas

Os parâmetros de vibração são medidos em unidades métricas de acordo com as normas DIN 7090, ISO 10816, sendo:

Deslocamento em micron (Fig. 13):

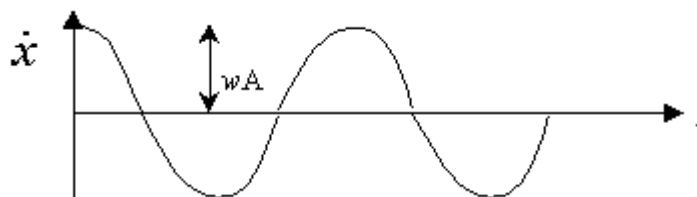
Figura 13: Deslocamento de vibração



Fonte: Adaptado de GATEC (2016)

Velocidade em mm/s (Fig. 14):

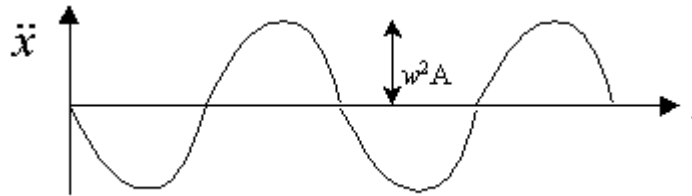
Figura 14: Velocidade de vibração



Fonte: Adaptado de GATEC (2016)

Aceleração em m/s^2 (Fig. 15):

Figura 15: Aceleração de vibração



Fonte: Adaptado de GATEC (2016)

A tabela 1 classifica os equipamentos com níveis indo de bom a inaceitável em função da velocidade de vibração:

NÍVEL	CLASSIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS			
	CLASSE I Até 15 KW	CLASSE II 15 A 75 KW	CLASSE III Acima de 75 KW (base rígida)	CLASSE IV Acima de 75 KW (base flexível)
	VELOCIDADE 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

Tabela 1: Classificação de equipamentos pela velocidade de vibração

Fonte: Adaptado de ISO 10816

A tabela 2 facilita a identificação de falhas em equipamentos de acordo com a frequência predominante do equipamento:

Tipo de defeito	Frequência predominante
Desbalanceamento	$1 \times N$
Desalinhamento	$1 \times N$ Sempre $2 \times N$ Comumente $3\&4 \times N$ Raramente
Defeitos em rolamentos	Frequência de impactos dos elementos do rolamento.
Folgas entre mancais e alojamento	Sub-harmônicos exatos da rotação do eixo: $1/2$ ou $1/3 \times N$
“Oil Whirl”	Aproximadamente metade da rotação do eixo: 42% a $48\% \times N$
“Oil Whip”	Sub-harmônico coincidente com a velocidade crítica do eixo.
Defeitos em engrenagens	Frequências de engrenamento dos dentes: $N_d \times N$
Folgas mecânicas	Múltiplos da velocidade de rotação do eixo.
Vibração devido a correias	Múltiplos da velocidade de rotação da correia e harmônicos.
Máquinas alternativas	Múltiplos da velocidade de rotação do eixo.
Vibração em motores elétricos	$1 \times N_{el}$ $1 \times N_{rot}$

Tabela 2: Tabela de identificação de falhas

Fonte: Adaptado de Teknikao

O desbalanceamento é a causa mais comum de problemas de vibração em máquinas, tendo a direção radial como predominante. Seguido pelo desalinhamento que apresenta a segunda principal causa de vibrações em máquinas, cuja direção compreendida é a radial e axial.

Em rolamentos, os níveis de vibração são aleatórios, com características de choques.

Defeitos na pista externa (BPFO – *Ball Pass Frequency Outer Race*), que é a frequência de passagem de elementos rolantes por um ponto da pista externa:

$$f = \frac{n}{2} fr \left[1 - \frac{BD}{PD} \cos(\beta) \right] \quad (44)$$

Defeito na pista interna (BPFI – *Ball Pass Frequency Inner Race*), que é a passagem de elementos rolantes por um ponto da pista interna:

$$f = \frac{n}{2} fr \left[1 + \frac{BD}{PD} \cos(\beta) \right] \quad (45)$$

Defeito nos elementos rolantes (BSF – *Ball Spin Frequency*):

$$f = \frac{PD}{BD} fr \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos(\beta) \right) \right] \quad (46)$$

Defeito da gaiola (FFT – *Fundamental Train Frequency*), que é a frequência de giro da gaiola ou do conjunto de elementos rolantes:

$$f = \frac{fr}{2} \left[1 + \frac{BD}{PD} \cos(\beta) \right] \quad (47)$$

onde:

n é o número de elementos rolantes;

fr é a rotação relativa entre as pistas interna e externa;

PD é o diâmetro primitivo;

BD é o diâmetro da pista;

2.6.1 Domínio do tempo

A medição dos níveis globais RMS (*Root Mean Square*) nos proporciona uma avaliação de sinais de vibração no domínio do tempo, porém com limitações. Essa técnica apenas nos fornece indícios de que a vibração está aumentando, porém não fornece a localização dos defeitos (TANDON e CHOUDHURY, 1999).

O fator de crista é determinado pela razão entre o nível de pico de vibração e o valor RMS, medidos em uma banda de frequência. Essa razão, nos permite identificar falhas, pois, quando o rolamento sofre algum dano, a aceleração aumenta mais do que o nível de RMS, o que faz ser possível a comparação dessa diferença com os níveis estabelecidos para ocorrência de defeitos. Porém, quando essas falhas se propagam pela superfície do rolamento, o valor RMS começa a subir, fazendo com que o fator de crista volte a ficar menor. Isso pode indicar a ocorrência de falhas distribuídas, onde é necessário realizar reparos no rolamento (CASTILHO, 2013).

Nas condições normais, o fator de crista permanece com valores entre 2 e 6, enquanto que ao ocorrerem falhas o valor fica superior a 6.

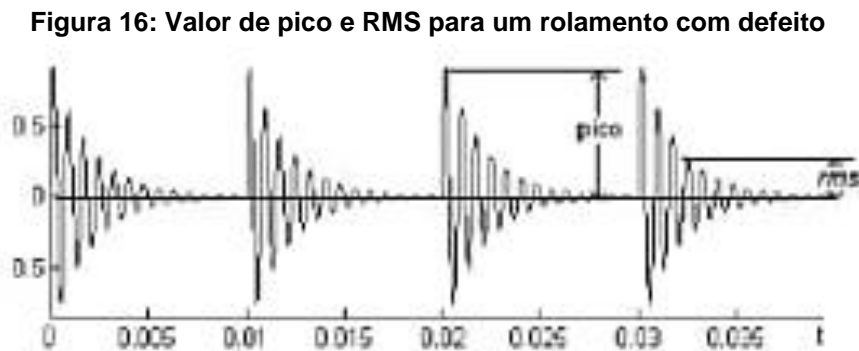
O fator de crista (F_{cf}) é dado pela equação:

$$F_{cf} = \frac{X_{pico}}{X_{rms}} \quad (48)$$

onde:

X_{pico} é o valor de pico;

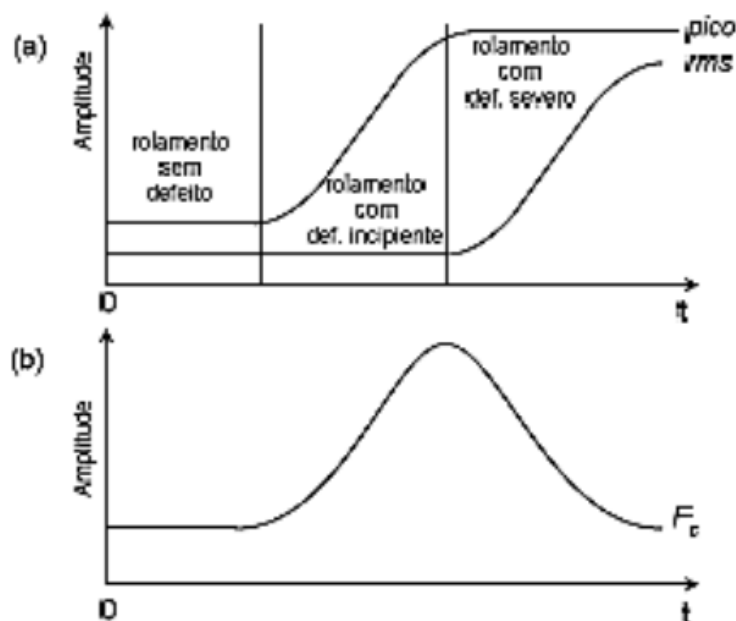
X_{rms} é o valor de nível global RMS;



Fonte: Bezerra (2004)

Observando a Fig. 16, para um rolamento com defeito, o valor de pico cresce mais que o valor de RMS, aumentando assim o fator de crista.

Figura 17: (a) pico e valor de RMS (b) valor de crista



Fonte: Bezerra 2004

Podemos observar isso acontecendo nas figuras 17-a e 17-b, onde na região com alta diferença entre os valores de pico e o RMS (Fig. 17-a) resulta em um pico na amplitude no fator de crista (Fig. 17-b).

2.6.2 Domínio da frequência

Para as técnicas de identificação de falhas que utilizam o domínio da frequência, é possível identificar a localização das falhas, diferente das que usam o domínio do tempo que não faziam isso.

Com o auxílio da Transformada Rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform – FFT*) é possível transformar um problema do domínio do tempo para o domínio da frequência e vice-versa.

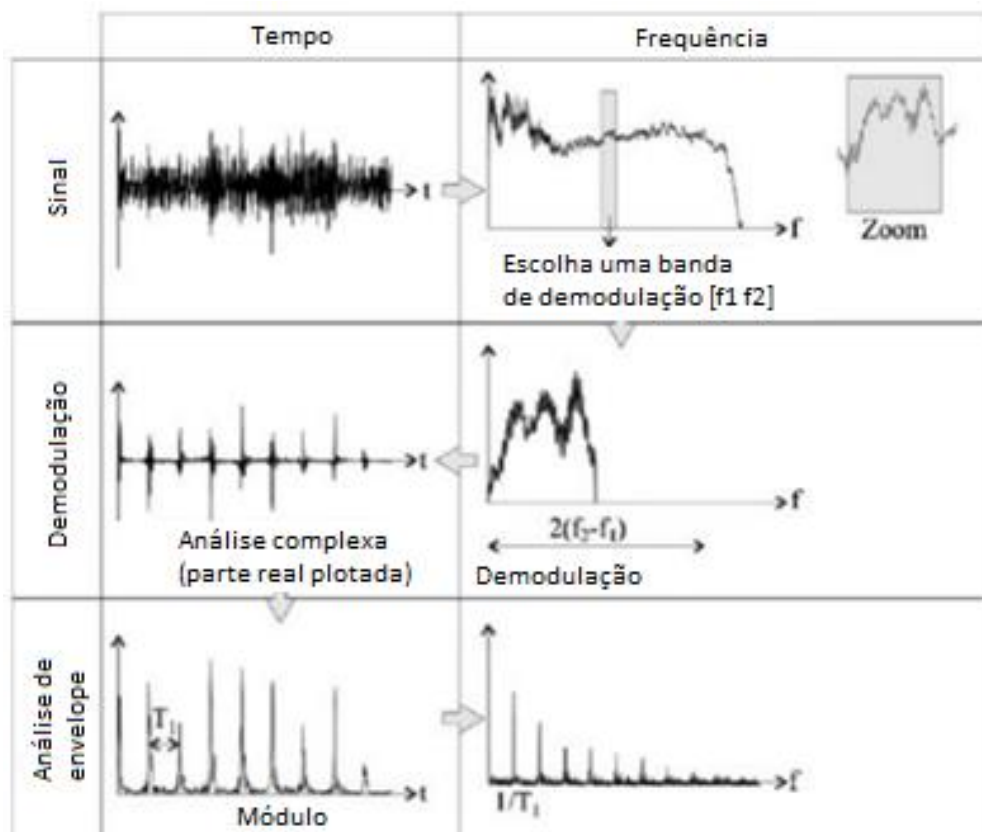
Porém, os componentes de vibração podem alterar o espectro das frequências, mesmo após a utilização do FFT, o que torna mais complicado a interpretação do sinal. Existe uma técnica que, utilizando da troca de análise de frequências com uma ampla faixa de frequências portadoras para uma faixa menor de frequências de falhas permite a análise com boa resolução.

A técnica citada chama-se análise de envelope, e de acordo com Castilho (2013), a utilização dessa técnica se dá pelas seguintes etapas:

- I) Mudança do domínio do tempo para o domínio da frequência com o uso da FFT.
- II) Filtragem do sinal por meio de um filtro passa-banda em torno de uma frequência de falha ou de alterações indicadas a partir da observação do gráfico da FFT.
- III) Demodulação para eliminar os componentes de alta energia, permitindo uma detecção mais precisa dos defeitos do rolamento.
- IV) Cálculo do espectro do sinal do envelope, obtendo em módulo a envoltória das amplitudes do gráfico obtido com a demodulação.
- V) Utilização da FFT, modificando do domínio do tempo para o domínio da frequência, possibilitando a extração das frequências características de falha do mancal.

Na Fig. 18 podemos observar o procedimento de análise de envelope:

Figura 18: Procedimento de análise de envelope



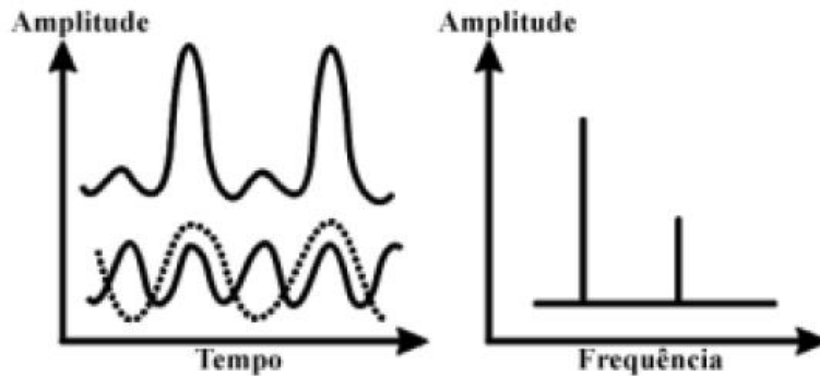
Fonte: Adaptado de Castilho (2013)

2.6.3 Transformada Rápida de Fourier

A Transformada Rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform*, FFT) é um método utilizado para converter um sinal do seu domínio original para uma representação no domínio da frequência e vice-versa. O equipamento de medição de vibração utiliza o FFT, ele transforma uma medida do domínio do tempo para o domínio da frequência (Fig. 19). Essa vibração é decomposta em uma amplitude específica (deslocamento, velocidade ou aceleração). Com a aplicação do FFT a vibração é apresentada em forma de espectro, denominado espectro de frequências. Através desse espectro é possível determinar a localização de um problema e identificar suas causas (COOLEY et al, 1967).

A FFT consegue reduzir a complexidade de calcular a Transformada Discreta de Fourier de $O(n^2)$, que surge da aplicação da definição de Transformada Discreta de Fourier, a $O(n \log n)$ onde n é o tamanho dos dados.

Figura 19: Transformação do domínio do tempo para o domínio da frequência pela FFT



Fonte: Teknikao

3. METODOLOGIA

3.1 Instrumento para medição de vibração - Fluke 810

Este equipamento ajuda a identificar e priorizar problemas mecânicos, com base em um processo passo a passo para relatar as falhas da máquina sem a necessidade de um histórico de medições.

Seguem algumas características do equipamento:

- Identificar e solucionar problemas de equipamentos e entender a causa principal da falha;
- Inspeccionar o equipamento antes e depois da manutenção planejada e confirmar o reparo;
- Antecipar falhas de equipamentos antes que elas aconteçam;
- Diagnóstico incorporado e localização das falhas mecânicas: rolamentos, folgas, desalinhamento e desbalanceamento;
- Detalhes do diagnóstico incluem picos citados e espectros de vibração;
- Detecta níveis de vibração geral;
- Exportação de dados (via conexão USB);
- Tacômetro a laser para a velocidade de operação exata da máquina;

A Fig. 20 mostra o painel do Fluke 810. A tabela 3 relaciona os controles com as suas funções.

Figura 20: Painel frontal Fluke 810



Fonte: Fluke

Item	Controle	Descrição
1		Liga e desliga o Testador.
2	SETUP	Mostra as opções de configuração da máquina
3	MEASURE	Mostra as Configurações da máquina disponíveis para medição.
4	DIAGNOSE	Mostra as Configurações da máquina completadas, com medições disponíveis para diagnóstico
5	SAVE	Salva os parâmetros das configurações e as configurações da máquina.
6	MEMORY	Mostra as configurações da máquina e os diagnósticos na memória.
7	INFO	Na tela Inicialização, mostra o menu Ajuda. Para outras telas, mostra a Ajuda da tela atual.
8	INSTRUMENT SETUP	Mostra as funções Autoteste, Configurações e Limpar memória.
9	Botão	Gire o Botão para mover o realce do cursor na tela. Aperte o centro do Botão (Inserir) para fazer a seleção.
10	Teclas	As teclas de F1 a F5 fazem as seleções mostradas na tela acima de cada tecla.

Tabela 3: Funções do painel frontal

Fonte: Adaptado de Fluke

O botão (9) tem várias funções, ele pode ser girado no sentido horário ou anti-horário para mover o cursor. Pressionando ele será feita uma seleção.

As teclas de função F1 a F5 são usadas para escolher uma das funções que aparecem na parte inferior do visor. A tabela 4 nos mostra as funções disponíveis:

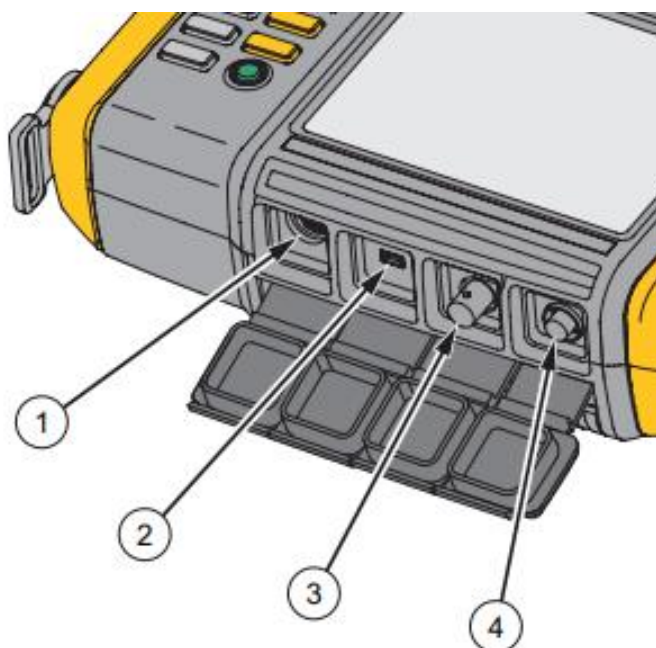
Tecla	Função
Página anterior/ Próxima página	Exibir a tela próxima/anterior.
Inserir	Selecionar a função realçada. Ou aperte o Botão para selecionar a mesma função.
Voltar	Ir para o campo ou tela anterior.
Mover cursor	Mover o cursor um espaço para a esquerda.
Excluir Caractere	Excluir um caractere.
Sair	Sair do visor atual.
Salvar	Salvar configurações no visor atual.
Concluído	Salvar entradas do teclado.

Tabela 4: Funções das teclas de navegação

Fonte: Adaptado de Fluke

Existem 4 conexões disponíveis, como mostra a Fig. 21 e a tabela 5:

Figura 21: Conectores e acessórios



Fonte: Fluke

Item	Conector	Descrição
1	Tacômetro	Conecta o Tacômetro
2	USB	Conecta o Testador ao PC usando um cabo USB
3	Sensor	Conector opcional para Sensor de eixo único
4	Sensor	Conecta o Sensor triaxial

Tabela 5: Conectores de acessórios

Fonte: Adaptado de Fluke

Para que os resultados obtidos sejam válidos, é preciso informar ao Testador corretamente os dados da máquina. O assistente de configuração da máquina orienta o usuário pelas várias perguntas sobre o perfil da máquina.

O local de medição ideal é o mais próximo possível dos rolamentos da máquina.

Não é recomendado colocar o sensor em capas de rolamento, carcaças de ventilador, envoltórios de chapa de metal, materiais não metálicos ou outras juntas de metal com metal, pois podem distorcer os sinais de vibração.

A realização de múltiplas medições pode melhorar a qualidade do diagnóstico. É preciso testar todos os componentes, mas não necessariamente todos os locais possíveis do sensor para cada componente, pois a vibração transmite-se de maneira fácil por uma máquina e pode ser registrada em cada local (FLUKE, 2010).

Os dados podem ser retirados para serem analisados em um computador, embora o próprio Testador também faça o diagnóstico das falhas da máquina.

3.2 Torno MS-205

Segundo Nardini (2012), o torno mecânico (Fig. 22) é uma máquina-ferramenta que tem por finalidade usinar peças de forma geométrica de revolução.

As peças são fixadas de acordo com as características a serem usinadas, sendo distribuídas em dois eixos (transversal e longitudinal), além disso, deve se levar em conta os tipos de ferramentas disponíveis e quais processos são mais rápido.

Figura 22: Torno MS-205



Fonte: Nardini

3.2.1 Acessórios

3.2.2 Barramento

Barramento (Fig. 23) são superfícies orientadoras que são a base de um torno, que deve sustentar a maioria dos acessórios, como luneta, cabeçote fixo e móvel etc.

Figura 23: Barramento



Fonte: Autor

3.2.3 Cabeçote fixo

O cabeçote fixo (Fig. 24) é o local onde está o eixo árvore, caixa de engrenagens de transmissão de velocidades para o recâmbio e a caixa Norton.

Figura 24: Cabeçote fixo



Fonte: Nardini

3.2.4 Cabeçote móvel

O cabeçote móvel (Fig. 25) é a parte do torno que se desloca sobre o barramento. O cabeçote móvel e o eixo principal determinam o centro de rotação da superfície torneada, portanto as ferramentas podem ser verificadas em relação a altura do cabeçote móvel.

Figura 25: Cabeçote móvel

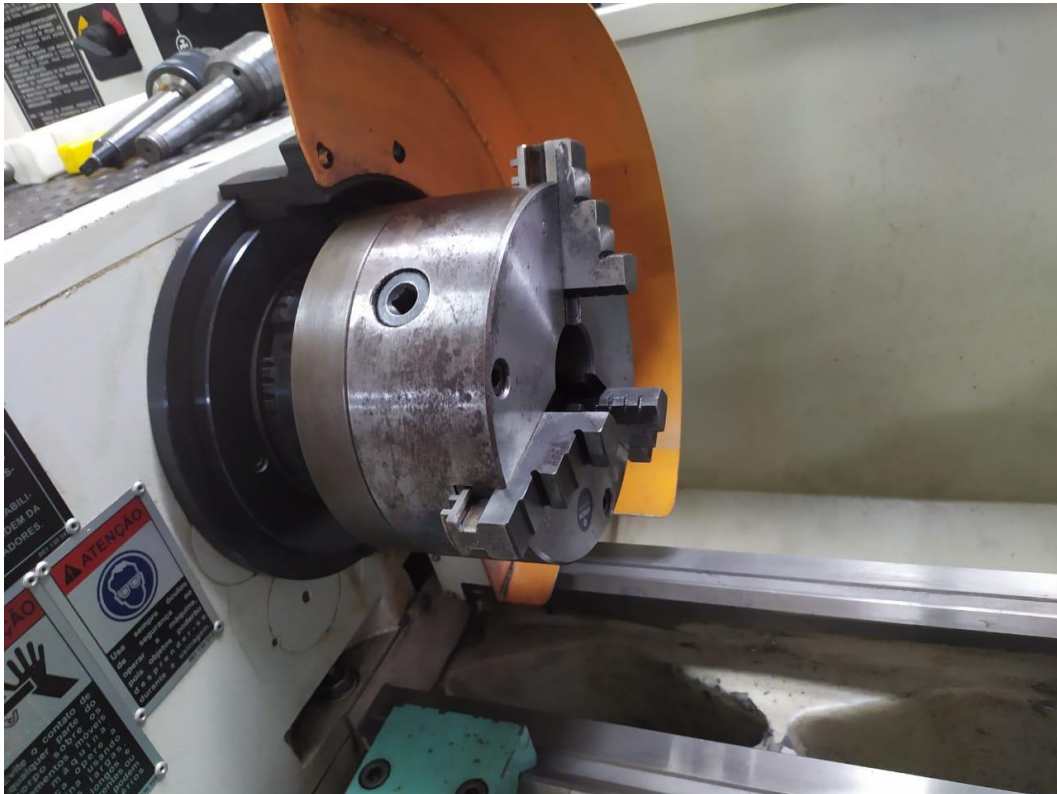


Fonte: Autor

3.2.5 Placa de três castanhas independentes

A placa de três castanhas independentes (Fig. 26) é um equipamento que permite a fixação de peças irregulares, com diferenças de simetria e outras aplicações.

Figura 26: Placa de três castanhas independentes



Fonte: Autor

3.2.6 Carro superior

O carro superior (Fig. 27) tem por finalidade realizar pequenas usinagens manuais e ajustes de peças. Ela permite ângulos muito grandes para usinagem de cones.

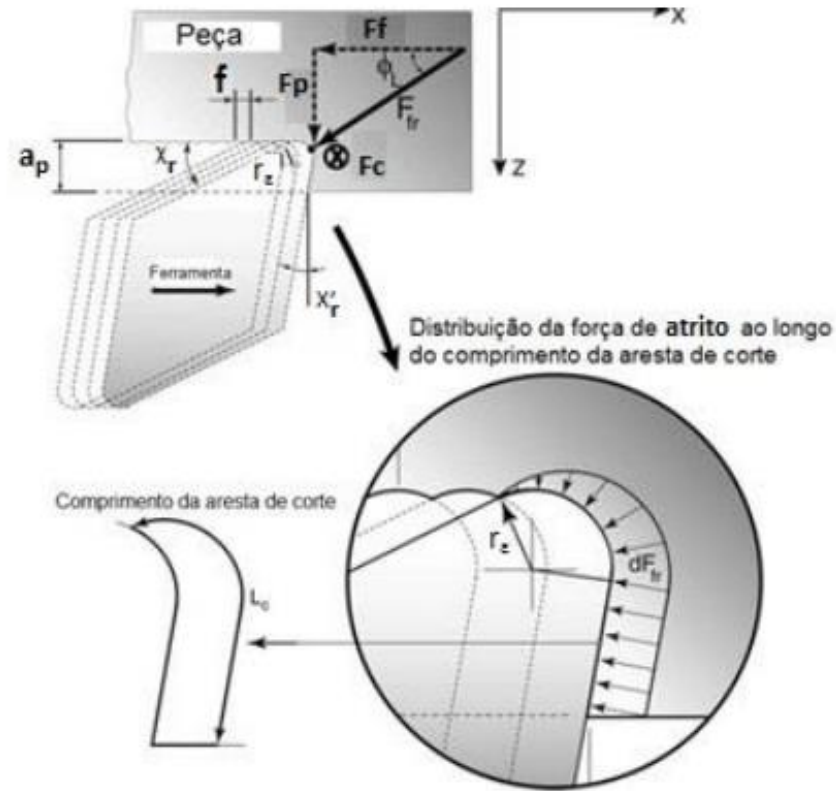
Figura 27: Carro superior



Fonte: Autor

No processo de torneamento interno (Fig. 28), existem duas componentes das forças: a força de corte F_c e a força de atrito F_{fr} . A direção da força de atrito varia ao longo do comprimento de contato cavaco-ferramenta, sendo definida com o ângulo efetivo ϕ_L , que corresponde ao ângulo entre as forças de atrito e de avanço.

Figura 28: Força de atrito ao longo do comprimento de contato cavaco-ferramenta



Fonte: Adaptado de Atabey

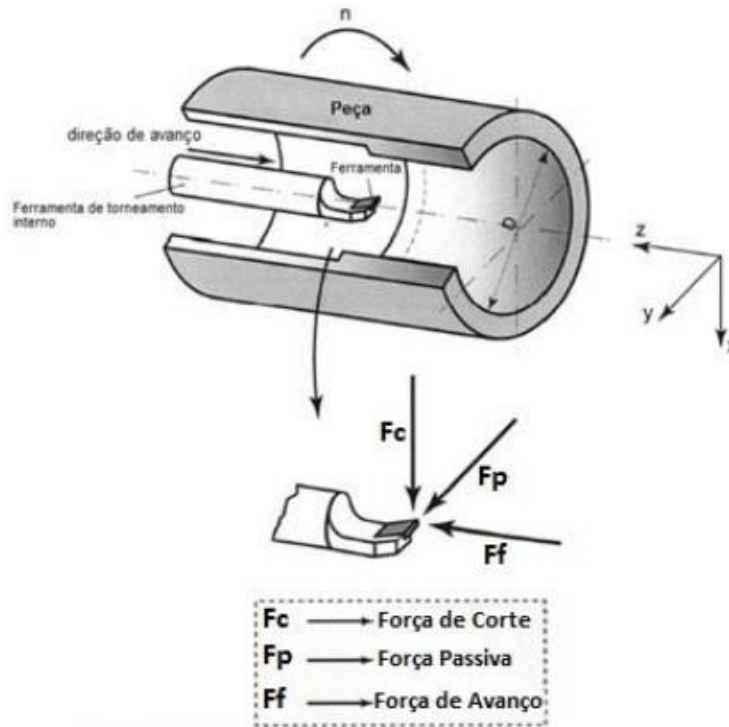
A força de atrito dá origem as forças passiva (F_p) e de avanço (F_f), que são as projeções da força de atrito nas direções passiva e de avanço (Fig. 29).

$$F_x = F_c \quad (49)$$

$$F_y = F_p = F_{fr} \sin(\phi_L) \quad (50)$$

$$F_z = F_f = F_{fr} \cos(\phi_L) \quad (51)$$

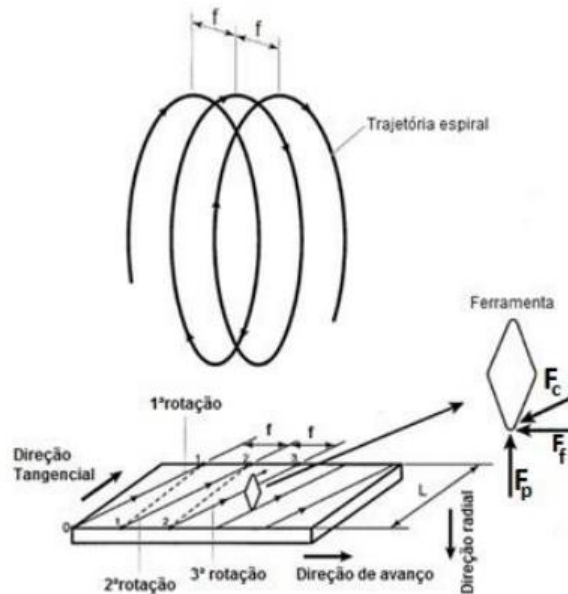
Figura 29: Direções das forças no torneamento



Fonte: Adaptado de Atabey

A Fig. 30 mostra a trajetória espiral seguida pelo inserto durante o processo de torneamento interno e o passo dessa espiral é igual ao avanço f .

Figura 30: Trajetória espiral da ferramenta no torneamento interno



Fonte: Adaptado de Atabey

3.3 Metodologia dos ensaios

A metodologia empregada no presente trabalho baseou-se no desenvolvimento de ensaios em laboratório procurando encontrar qualquer tipo de falha durante o processo de torneamento.

Foram realizados experimentos com o objetivo de analisar o espectro de vibrações, com diferentes características de usinagem.

Foram realizados alguns ensaios, variando as características de corte:

Ensaio	Operação	Rotação (rpm)
1	Vazio	315
2	Desbaste	500
3	Acabamento	630
4	Acabamento	630

Tabela 6: Características dos ensaios

Fonte: Autor

Os ensaios 1, 2 e 3 foram feitos no mesmo torno, e o ensaio 4 foi feito em um torno mais novo e com menos tempo de uso.

Esses ensaios foram realizados no torneamento de um tarugo de 80 mm de diâmetro e 200 mm de comprimento (com exceção do ensaio 1 com o torno girando em vazio).

Foi utilizado um avanço de 0,22 mm/volta e a_p (profundidade de corte) de 1 mm.

O ponto de análise no qual o analisador de vibrações foi fixado localizou-se na parte frontal do motor, logo abaixo do eixo.

Cada ensaio foi repetido 3 vezes, com o intuito de diminuir o erro que pode ocorrer nas medições.

3.3.1 Ferramentas

-Insero: WNMG080408-UG

-Suporte: MWLNR-2020-K08

-Material usinado: Aço 1020

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após feitas as medições com o auxílio do equipamento de medição de vibração (Fluke 810), foram obtidos os resultados que serão analisados a seguir.

Os gráficos gerados são em alta e baixa frequência, e como o local do motor do torno não é de fácil acesso, a medição foi feita em apenas um local, no eixo axial, para encontrar a vibração na vertical, já que o eixo é fixado ao chão, o que faz com que seja menos comum apresentar vibração na horizontal. Existem casos de má fixação que podem gerar problemas ao motor nos quais a medição na horizontal identificaria, portanto é interessante estar atento a isso.

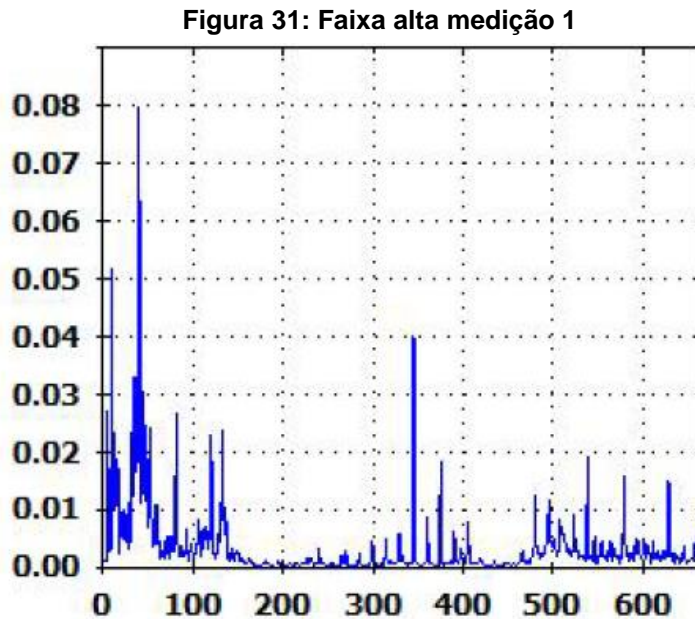
Como foram feitas 3 medições para cada ensaio, haverá 6 gráficos para cada.

Os valores utilizados nas análises possuem uma precisão maior do que é possível obter através da observação dos gráficos, isso porque as imagens geradas dos gráficos são mais compactas, o que dificulta a observação, porém os valores que serão citados foram retirados do próprio equipamento, nos quais ao clicar em uma faixa de frequência (Hz) o equipamento mostra precisamente qual é a vibração (mm/s) correspondente.

O medidor (Fluke 810), possui em sua configuração uma análise própria, na qual diz se haverá ou não uma falha no motor. Porém essas análises não são completas, necessitando de um técnico que saiba analisar e dar a resposta final, como diz no próprio manual do fabricante: “Com o Testador, você pode tomar decisões sobre a manutenção mecânica e usá-lo como um suplemento para seu próprio julgamento com base no conhecimento sobre a máquina”. Portanto, a análise será feita visando obter resultados mais refinados, analisando gráfico por gráfico e comparando com o resultado da análise do Fluke 810.

4.1 Ensaio 1

Como comentado anteriormente, o ensaio 1 foi feito com uma rotação de 315 rpm e com o torno girando em vazio. Os gráficos são de amplitude de vibração (mm/s, eixo Y) x ordem de frequência (Hz, eixo X).



Fonte: Autor

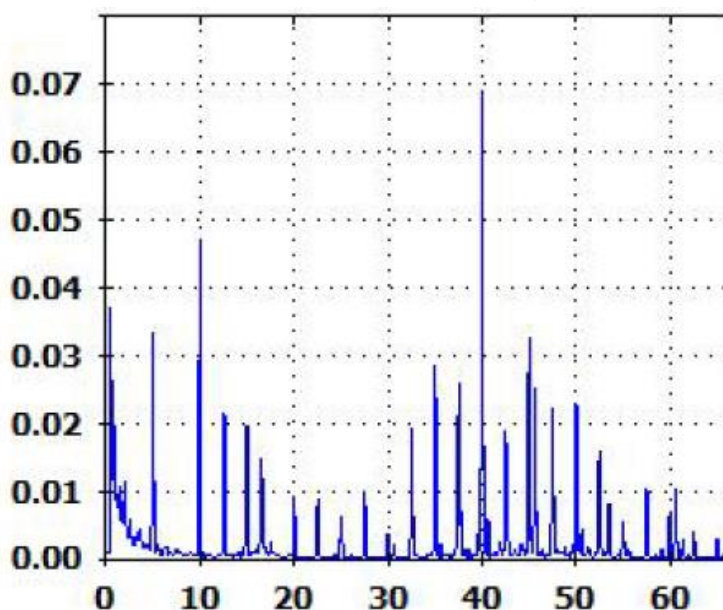
É possível ver que existem 3 picos na Fig. 31, um na faixa de 17 Hz na ordem de 0,05 mm/s, outro na faixa de 42 Hz na ordem de 0,08 mm/s, e o último na faixa de 342 Hz na ordem de 0,04 mm/s.

Observa-se que a amplitude da vibração é baixa, isso era esperado já que a máquina está rodando em vazio, e o contato peça-ferramenta é que geraria bastante vibração para a máquina, incluindo o motor.

O pico de 0,05 mm/s, referente à frequência de 17 Hz, pode ser um indicativo de falha ou começo de falha por desalinhamento, pois é da ordem de $3 \times N$, ou seja 3 vezes a frequência característica da máquina, que é calculada dividindo a rotação da máquina por 60, obtendo-se 5,25 Hz. Porém, como não está exatamente na posição $3 \times N$, que seria 15,75 Hz, e é pouco comum aparecer falha por desalinhamento na frequência de $3 \times N$ é descartada essa hipótese por hora. Além disso, como a amplitude é pequena (0,05 mm/s), segundo a norma ISO 10816 para máquinas da classe I a

vibração até 0,71 é aceitável. Porém por mais que a vibração esteja baixa, ainda pode ser um indicativo de que esta falha venha a ocorrer.

Figura 32: Faixa baixa medição 1

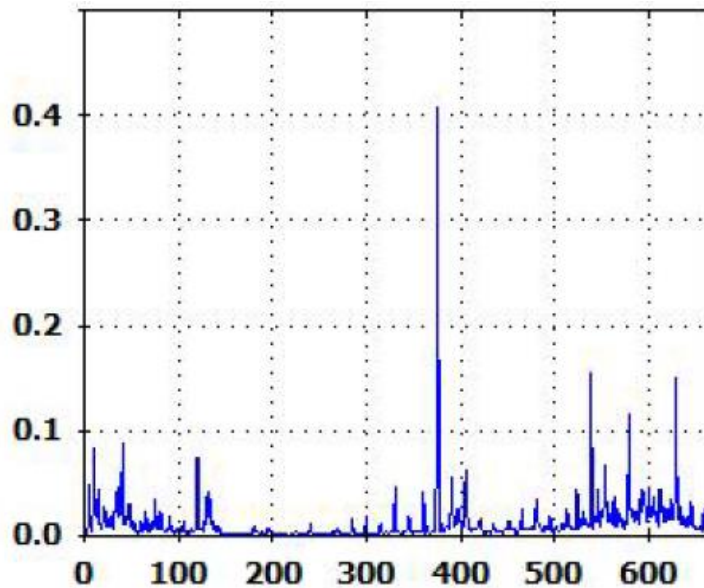


Fonte: Autor

Na Fig. 32 observa-se 2 picos na faixa baixa, um na ordem de 0,05 mm/s na faixa de 10 Hz, e um na ordem de 0,07 mm/s na faixa de 40 Hz.

O pico da ordem de 0,05 mm/s, poderia ser também um indicativo de falha de desalinhamento, por ser 2 vezes a frequência característica da máquina. Para falhas de desalinhamento, picos isolados encontrados nessas faixas de frequência ($1xN$, $2xN$, $3xN$ e $4xN$) muito provavelmente já são o suficiente para indicar que a máquina se encontra com o problema. Porém, como no gráfico observado possui mais de um pico (o que, por vezes pode indicar mais de uma falha) e não ser um pico de amplitude muito grande, faz com que não seja possível se fazer o diagnóstico da máquina. Portanto precisa-se de mais indicativos da falha em outras medições.

Figura 33: Faixa alta medição 2

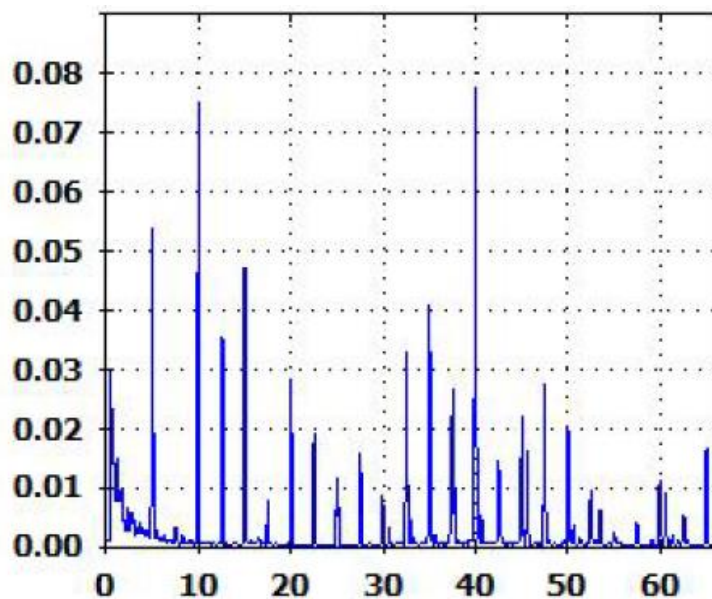


Fonte: Autor

Para esta medição na Fig. 33, o gráfico possui apenas um pico evidente, da ordem de 0,4 mm/s na faixa de 377 Hz.

Picos isolados em grandes frequências são normais e podem acontecer por diversos motivos, portanto este não é indicativo de falha e pode ser ignorado.

Figura 34: Faixa baixa medição 2



Fonte: Autor

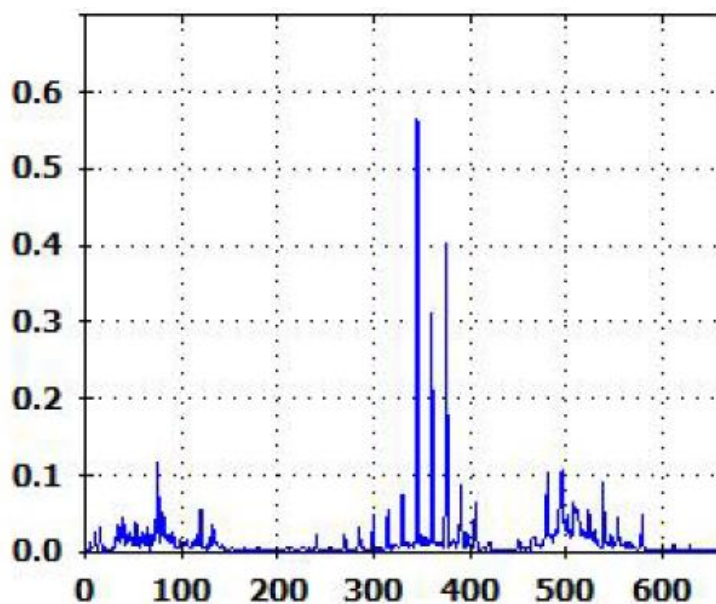
Para a medição em faixa baixa da Fig. 34, encontra-se 4 picos, um da ordem de 0,055 mm/s na faixa de 5 Hz, outro da ordem de 0,075 mm/s na faixa de 10 Hz, outro

da ordem de 0,048 mm/s na faixa de 15 Hz e por último um pico da ordem de 0,078 mm/s na faixa de 40 Hz.

Novamente o pico isolado na faixa de 40 Hz pode ser ignorado, por não se tratar de um múltiplo de frequência harmônica característico de algum tipo de falha, e então temos 3 picos de 1xN (5 Hz), 2xN (10Hz) e 3xN (15Hz). Neste caso é possível se considerar a existência de uma falha ou começo de falha por desalinhamento, já que o maior pico se encontra na ordem de 2xN, o que se enquadra apenas em falhas deste tipo. O pico de 1xN (5 Hz) ainda pode apontar para falha de desbalanceamento, além da de desalinhamento.

Como a amplitude está abaixo de 0,71 mm/s, que é o aceitável segundo a ISO 10816 não pode ser considerado uma falha, mas sim um indicativo de que essa falha possa ocorrer com o passar do tempo.

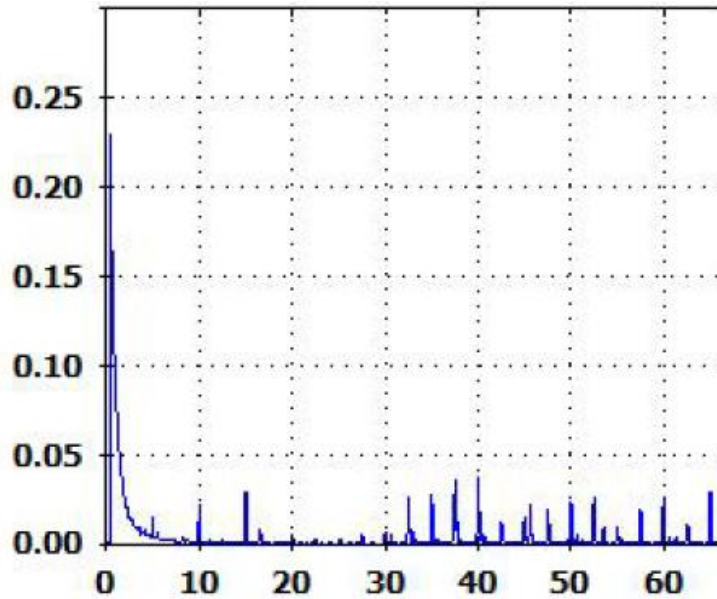
Figura 35: Faixa alta medição 3



Fonte: Autor

Para a medição da Fig. 35, é possível observar 3 picos, em altas frequências, que não são indicativos de falhas da máquina.

Figura 36: Faixa baixa medição 3



Fonte: Autor

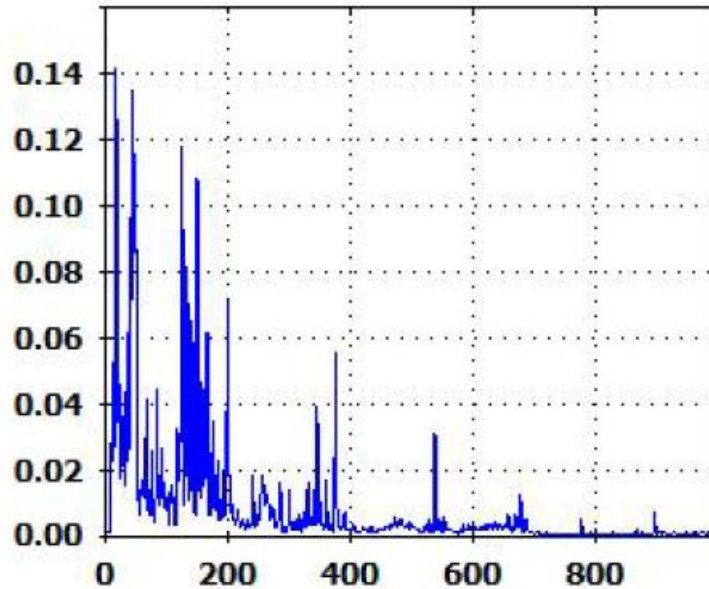
Para a faixa baixa da Fig. 36, encontrou-se um pico logo no início na faixa de 1 Hz, que também não indica problemas na máquina por não se tratar de um múltiplo de frequência harmônica característico de falha.

Picos abaixo da frequência característica da máquina podem indicar falhas como folgas entre mancais e alojamento, em casos de 1/2 ou 1/3 vezes a frequência característica ou falhas de “Oil Whirl” em frequências na ordem de 42 a 48% da frequência da máquina. Porém a obtida é da ordem de 1/5 da frequência característica portanto não se enquadra em nenhum dos dois casos.

4.2 Ensaio 2

Como mencionado anteriormente, esta medição foi feita durante o torneamento de um tarugo de 80 mm de diâmetro e 200 mm de comprimento, em uma operação de desbaste com rotação de 500 rpm, avanço de 0,22 mm/volta e a_p de 1 mm.

Figura 37: Faixa alta medição 4

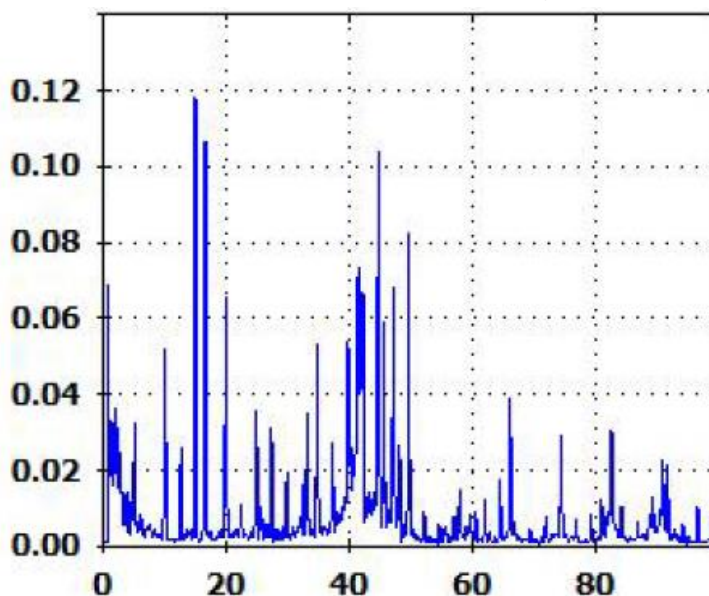


Fonte: Autor

Para a medição em faixa alta da Fig. 37, pode-se identificar 4 picos, um da ordem de 0,14 mm/s na faixa de 12,5 Hz, outro da ordem de 0,136 mm/s na faixa de 50 Hz, outro da ordem de 0,12 mm/s na faixa de 125 Hz e o último da ordem de 0,11 mm/s na faixa de 150 Hz.

Os picos encontrados não apresentam relações com a frequência característica (8,33 Hz) que indiquem algum tipo de falha. Esses picos podem aparecer por diversos motivos, como: mal uso do equipamento de medição; o sistema pode sofrer choques ou impactos periódicos que irão gerar picos, que são chamados de picos assíncronos; qualquer elemento físico do sistema que opera a uma frequência abaixo da do eixo principal pode causar variações nos picos de vibrações; entre outros.

Figura 38: Faixa baixa medição 4

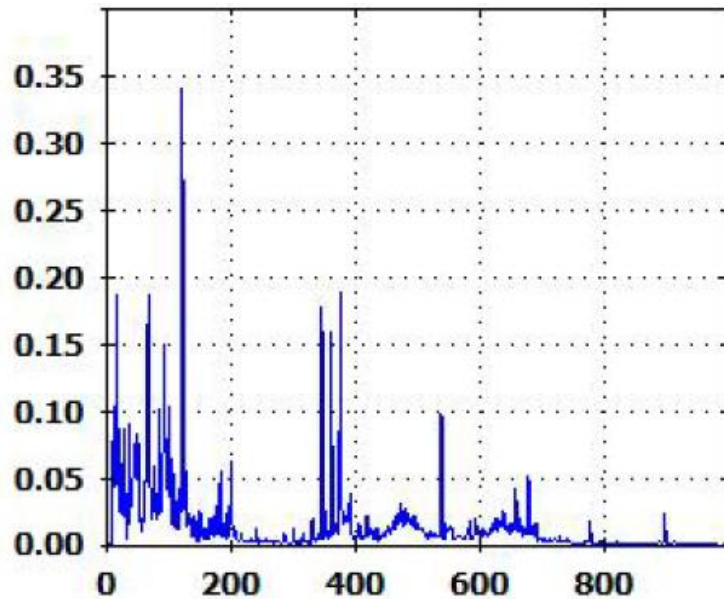


Fonte: Autor

Para a medição da Fig. 38 é possível observar que existem 3 picos, um da ordem de 0,12 mm/s na faixa de 16 Hz, outro da ordem de 0,11 mm/s na faixa de 17,5 Hz e o último da ordem de 0,109 mm/s na faixa de 44 Hz.

O único pico que pode indicar algum problema é o de 16 Hz, por ser da ordem de 2 vezes a frequência característica da máquina, o que é indicativo de falha de desalinhamento, porém abaixo da frequência considerada aceitável de 0,71 mm/s segundo a ISO 10816 e portanto pode ser apenas um indicativo de que a falha possa vir a ocorrer. Os outros são picos que não apresentam alguma relação com as frequências características de falhas tabeladas segundo a tabela 2.

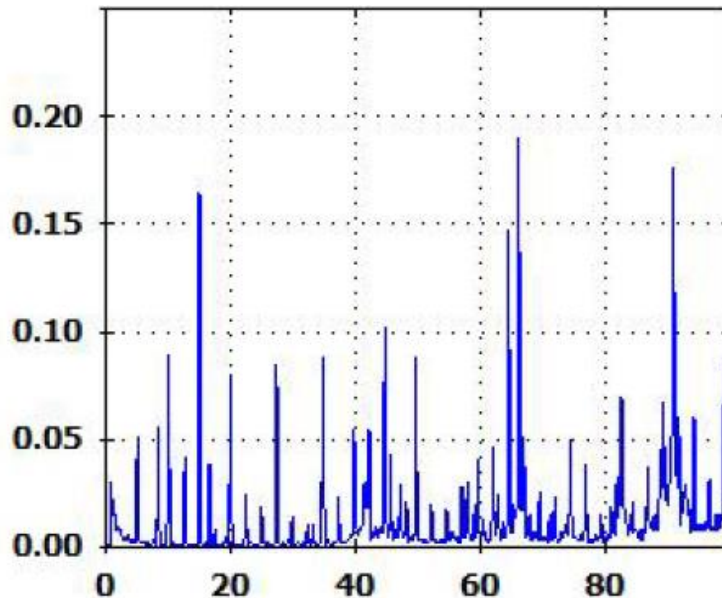
Figura 39: Faixa alta medição 5



Fonte: Autor

O único pico da Fig. 39 encontra-se na faixa de 160 Hz, e estando isolado não indica nenhum tipo de problema e pode ser ignorado, por ser de uma faixa de frequência muito alta.

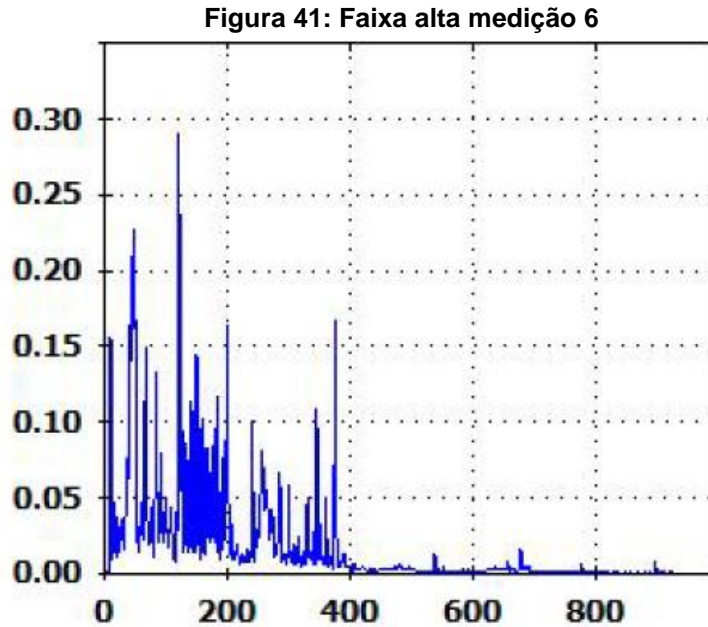
Figura 40: Faixa baixa medição 5



Fonte: Autor

Para a medição em faixa baixa da Fig. 40, encontramos 3 picos, 2 deles estão isolados e em altas frequências e, portanto, podem ser ignorados, e um da ordem de 0,17 mm/s na faixa de 15 Hz.

O pico de 15 Hz também não é indicativo de falha pois não está relacionado com a frequência característica da máquina de tal forma.



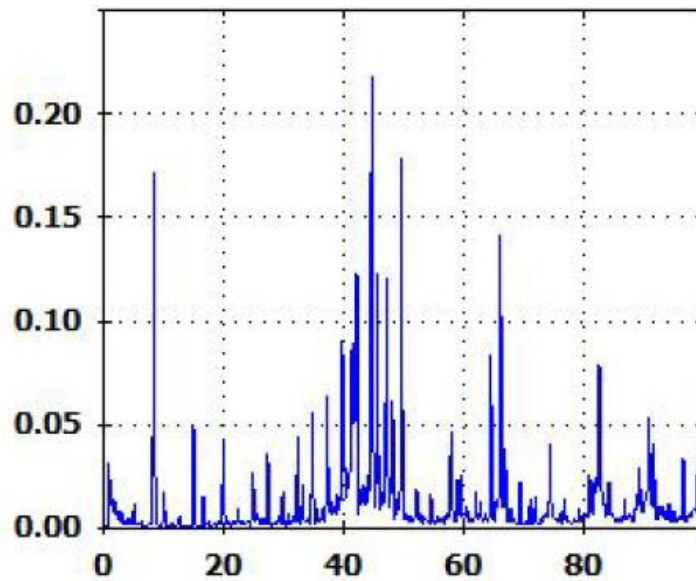
Fonte: Autor

Pode-se observar 2 picos no gráfico para a medição da Fig. 41, um da ordem de 0,23 mm/s na faixa de 25 Hz e outro da ordem de 0,29 mm/s na faixa de 60 Hz.

O pico de 0,23 mm/s encontra-se na faixa de 3 vezes a frequência característica da máquina, o que pode indicar novamente falha de desalinhamento, porém está abaixo do aceitável de 0,71 mm/s da norma ISO 10816.

Já o pico de 60 Hz está isolado e pode ser ignorado.

Figura 42: Faixa baixa medição 6



Fonte: Autor

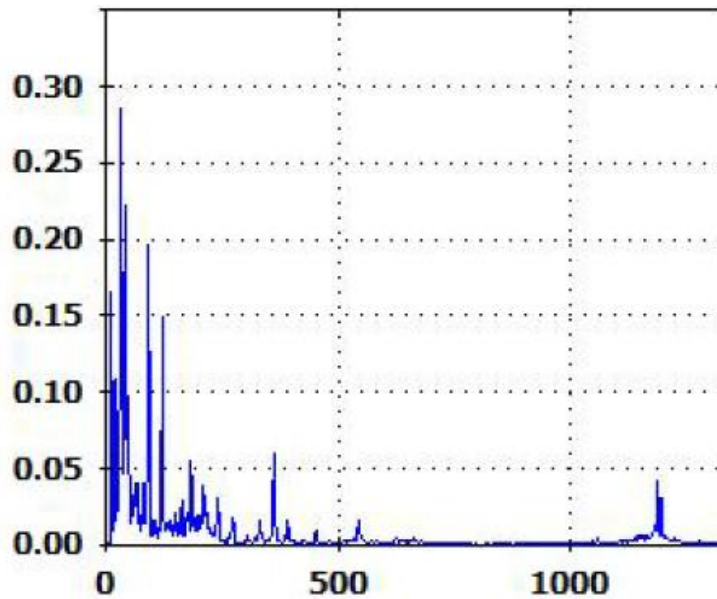
Para a medição da Fig. 42, encontramos 3 picos, um da ordem de 0,17 mm/s na faixa de 8,33 Hz, outro da ordem de 0,23 mm/s na faixa de 44 Hz e o último da ordem de 0,18 mm/s na faixa de 49 Hz.

O pico de 0,17 mm/s pode indicar falha por desbalanceamento por se encontrar em 1 vez a frequência característica da máquina (8,33 Hz), mas como a norma ISO 10816 indica, por estar muito abaixo de 0,71 mm/s essa vibração não é uma falha, porém ainda pode ser um princípio de falha ou indicativo que ela venha a ocorrer.

4.3 Ensaio 3

Para o ensaio 3 foi alterada apenas a velocidade de rotação da máquina (de 500 para 630) em relação ao ensaio 2.

Figura 43: Faixa alta medição 7



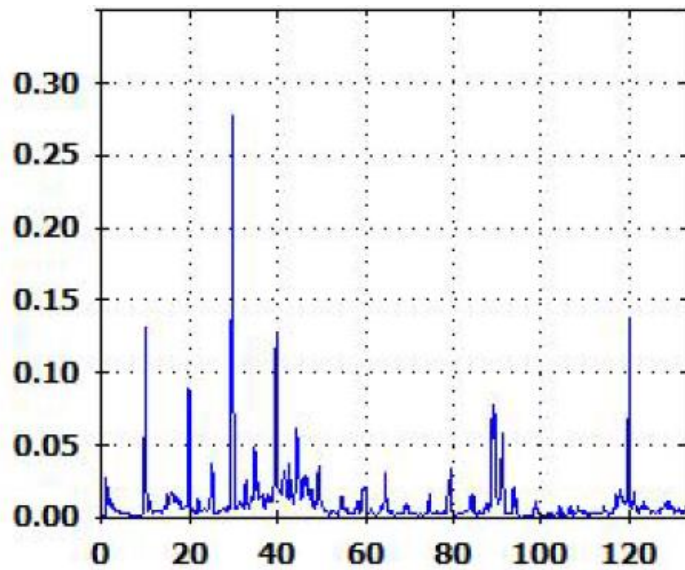
Fonte: Autor

É possível observar na Fig. 43 três picos principais, um da ordem de 0,28 mm/s na faixa de 31,25 Hz, outro da ordem de 0,23 mm/s na faixa de frequência próxima ao primeiro 32 Hz e outro da ordem de 0,2 mm/s na faixa de 93 Hz.

O pico de 0,28 mm/s é da ordem de 3 vezes a frequência característica da máquina ($630/60=10,5$ Hz), o que pode indicar falha por desalinhamento. Mas como esse pico está abaixo de 0,71 mm/s, que é o aceitável segundo a ISO 10816 não há uma falha na máquina, porém pode ser um indicativo que ela possa acontecer no futuro, portanto é válido fazer o acompanhamento da máquina realizando análises periódicas.

Os demais picos (32 e 93 Hz) não caracterizam falhas, o primeiro (32 Hz) por não ser um múltiplo da frequência característica de uma falha tabelada (tabela 2) e o segundo (93 Hz) por ser um pico isolado em uma frequência maior (também não múltiplo característico de falha).

Figura 44: Faixa baixa medição 7



Fonte: Autor

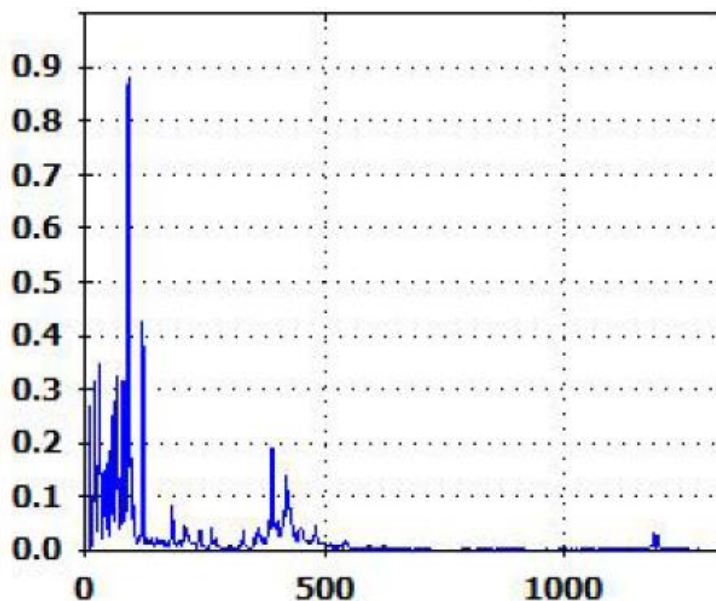
Pode-se observar a presença de 4 picos no gráfico da Fig. 44, o primeiro da ordem de 0,14 mm/s na faixa de 10 Hz, o segundo da ordem de 0,28 mm/s na faixa de 30 Hz, o terceiro da ordem de 0,135 mm/s na faixa de 40 Hz, e por último da ordem de 0,14 mm/s na faixa de 120 Hz.

O último está isolado e não apresenta relação com a frequência característica que indique alguma falha, o mesmo para o de 40 Hz.

Já para os picos de 10 e 30 Hz, temos 1 e 3 vezes a frequência característica, e por ser um pico com amplitude alta comparado com os outros o 3 pode indicar algum problema de desalinhamento.

Porém a vibração encontra-se abaixo do nível aceitável segundo a norma ISO 10816, o que significa que a máquina não apresenta um problema grave, mas um indicativo de que a máquina possa apresentar esse problema com o passar do tempo.

Figura 45: Faixa alta medição 8



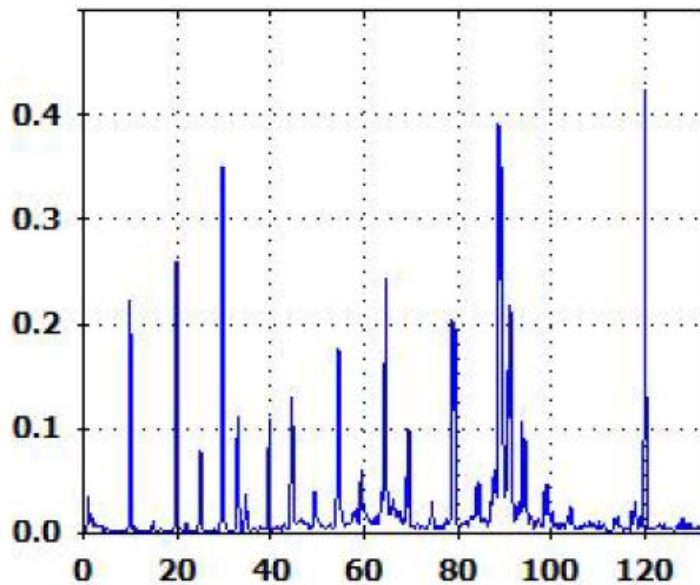
Fonte: Autor

Para a medição de faixa alta da Fig. 45, é possível identificar um pico presente da ordem de 0,88 mm/s na faixa de 31,25 Hz.

Esse pico é 3 vezes a frequência característica da máquina e, portanto, pode ser um indicativo de princípio de falha por desalinhamento, e o fato de ser um pico isolado aumenta as chances de que esta falha esteja presente.

Tem-se nessa medição um pico que está superior à vibração aceitável segundo a norma ISO 10816, portanto temos um indício de que a máquina pode estar com um problema de desalinhamento, sendo necessário verificar e corrigir o problema.

Figura 46: Faixa baixa medição 8

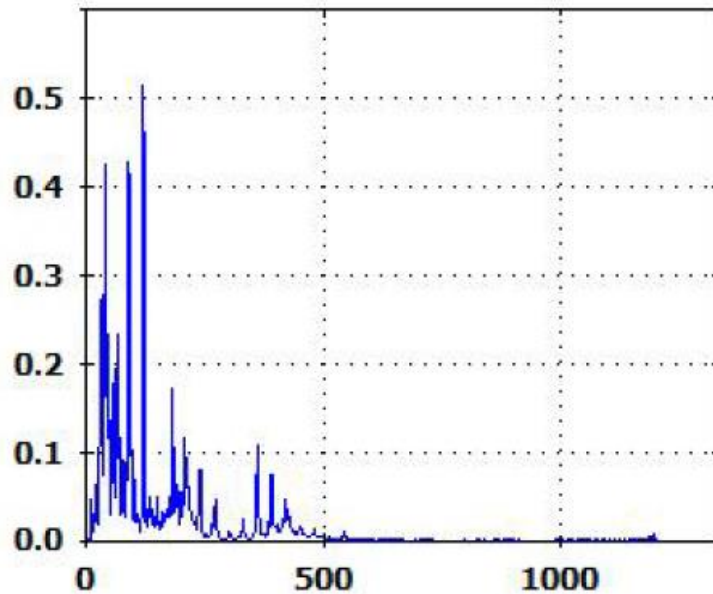


Fonte: Autor

Pode-se observar a presença de vários picos no gráfico da Fig. 46, na faixa de 0,2 a 0,4 mm/s. Os picos que podem indicar algum problema são os encontrados em 10, 20 e 30 Hz, por serem 1, 2 e 3 vezes a frequência característica da máquina (10,25 Hz). Esses picos podem indicar falha por desbalanceamento (1xN), e por desalinhamento (1xN, 2xN e 3xN). O restante dos picos não indica alguma falha específica e pode ter sido gerado por outros fatores.

Essa vibração está abaixo de 0,71 mm/s, que é o nível aceitável segundo a norma ISO 10816 e não deve indicar uma falha, apenas um possível princípio de falha ou uma tendência a que essa máquina venha a falhar.

Figura 47: Faixa alta medição 9



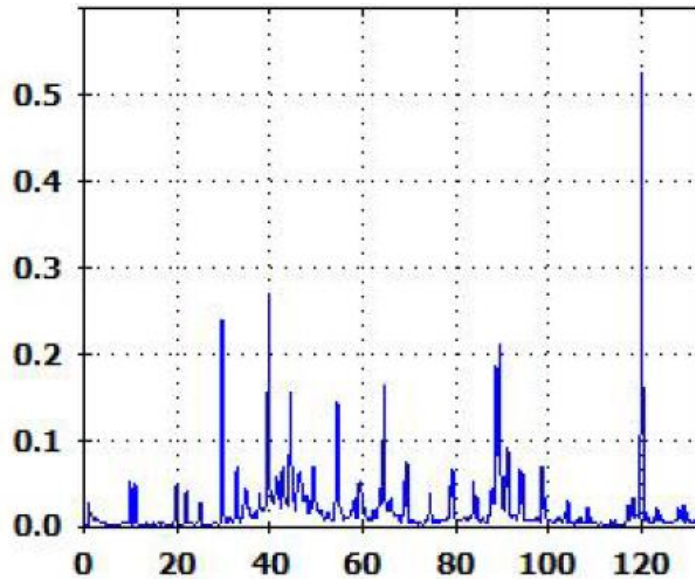
Fonte: Autor

Identifica-se 3 picos predominantes no gráfico da Fig. 47, sendo eles um da ordem de 0,42 mm/s na faixa de 40 Hz, outro da ordem de 0,42 mm/s na faixa de 88 Hz e o último da ordem de 0,51 mm/s na faixa de 120 Hz.

O único pico observado que pode indicar uma falha é o de 40 Hz, por apresentar 4 vezes a frequência característica da máquina (10,25 Hz), como uma falha de desalinhamento.

Porém como o nível dessa vibração está abaixo de 0,71 mm/s, que é o aceitável segundo a norma ISO 10816 essa vibração deve ser apenas um indicativo de que a máquina possa apresentar esse problema com o passar do tempo.

Figura 48: Faixa baixa medição 9



Fonte: Autor

É possível observar a presença de 4 picos no gráfico da Fig. 48, porém 2 deles já são descartados por se encontrarem isolados e em frequências altas. Sobram então os picos encontrados em 30 Hz da ordem de 0,24 mm/s e em 40 Hz da ordem de 0,27 mm/s.

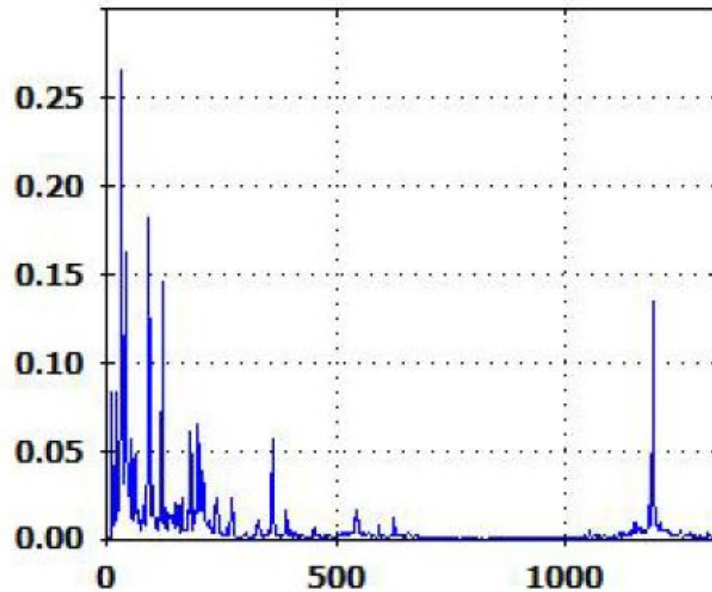
Ambos são múltiplos da frequência característica indicativos de falha de desalinhamento (3 e 4 vezes a frequência característica).

Porém muito abaixo do nível aceitável segundo a ISO 10816 e, portanto, não sendo falhas, podendo ser apenas indicativos de que essa falha venha a ocorrer.

4.4 Ensaio 4

Estas medições foram feitas repetindo o ensaio anterior (630 rpm), porém em um outro torno, com um tempo de uso menor.

Figura 49: Faixa alta medição 10



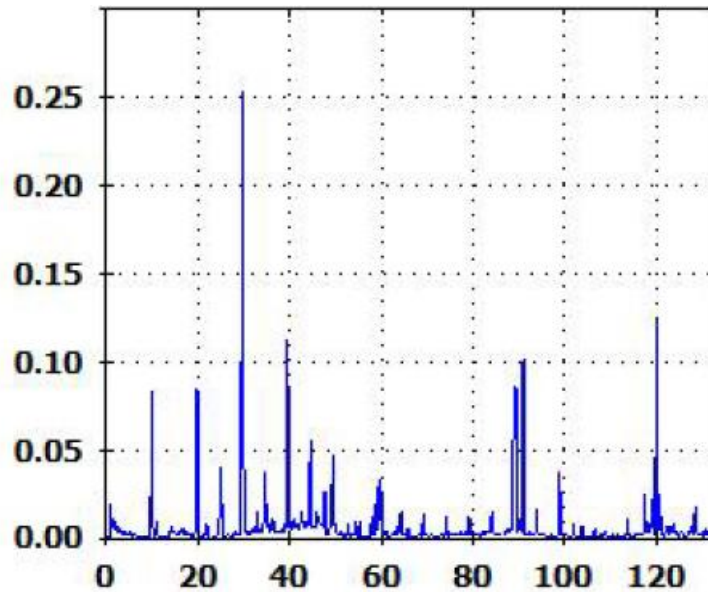
Fonte: Autor

Observa-se a presença de 4 picos no gráfico da Fig. 49, o primeiro da ordem de 0,27 mm/s na faixa de 31,25 Hz, o segundo da ordem de 0,18 mm/s na faixa de 85 Hz, o terceiro da ordem de 0,15 mm/s na faixa de 125 Hz, e o último da ordem de 0,14 mm/s na faixa de 1200 Hz.

O pico de 0,27 mm/s pode indicar falha por desalinhamento, por ser da ordem de 3 vezes a frequência característica (10,25 Hz). O restante não se enquadra em algum tipo de falha, podendo ser causado por outros fatores.

Porém, o fato de a amplitude da vibração ser menor que 0,71 mm/s, que é o recomendado pela ISO 10816, faz com que seja descartado a hipótese de uma falha, porém há a possibilidade de ser um indicativo de que essa falha possa vir a ocorrer.

Figura 50: Faixa baixa medição 10

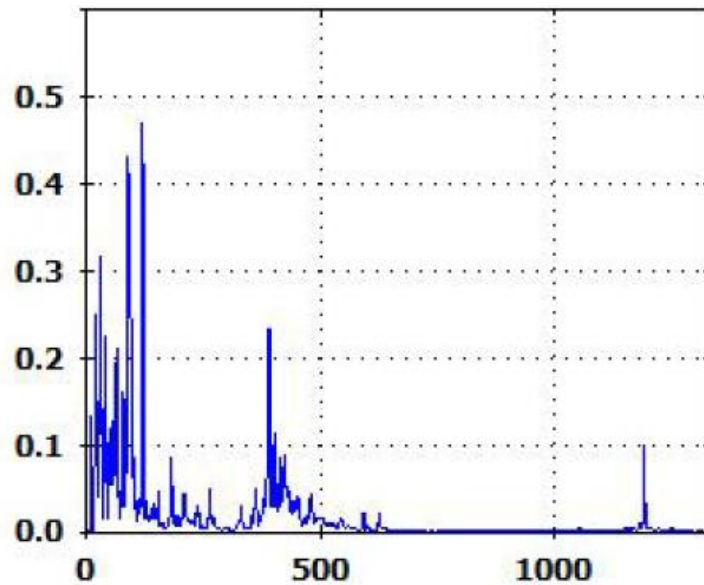


Fonte: Autor

Observando o gráfico de faixa baixa da Fig. 50, é possível observar a presença de um pico predominante presente na faixa de 30 Hz, sendo de amplitude 0,25 mm/s.

Esse pico, por ser da ordem de 3 vezes a frequência característica pode indicar princípio de falha por desalinhamento, mas seu valor abaixo do máximo recomendado pela ISO 10816 descarta essa hipótese, sobrando apenas a possibilidade de que a falha venha a ocorrer com o passar do tempo.

Figura 51: Faixa alta medição 11

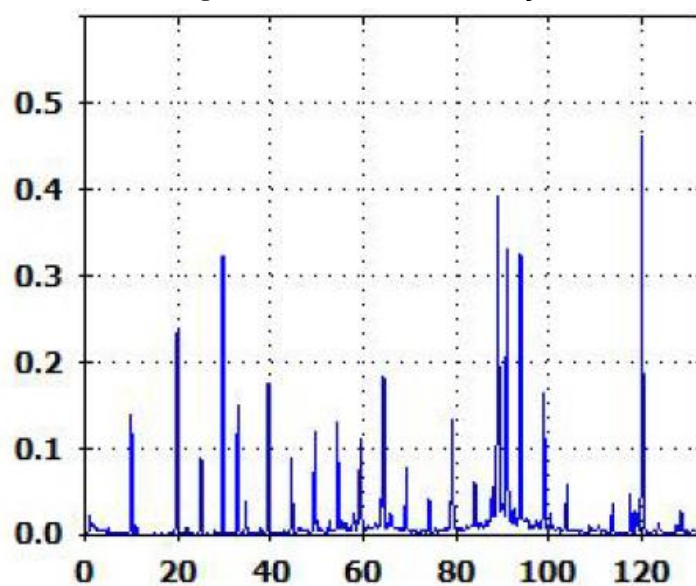


Fonte: Autor

Observa-se 2 picos no gráfico da Fig. 51, o primeiro da ordem de 0,43 mm/s na faixa de 93,75 Hz, e o segundo da ordem de 0,47 mm/s na faixa de 125 Hz.

Ambos são picos característicos de falha de desalinhamento, por serem da ordem de 3 e 4 vezes a frequência característica da máquina, porém com amplitudes inferiores a máxima permitida pela norma.

Figura 52: Faixa baixa medição 11

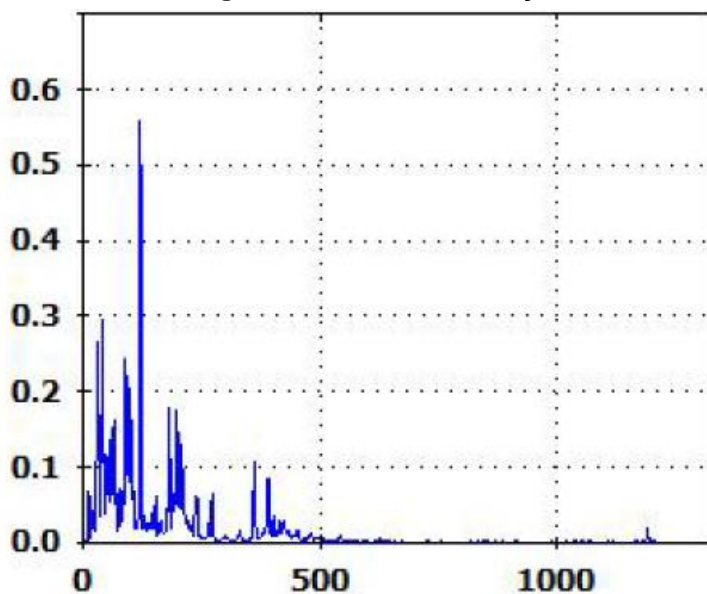


Fonte: Autor

Neste gráfico da Fig. 52, pode-se observar a presença de diversos picos, sendo eles nas frequências de 30, 89, 90, 92 e 120 Hz, com amplitudes de vibração de, respectivamente 0,32, 0,4, 0,32, 0,31 e 0,46 mm/s.

Dentre os picos, o único que se encaixa nas características de falha seria o de 30 Hz, porém com amplitude muito baixa para ser considerada falha (muito abaixo de 0,71 mm/s).

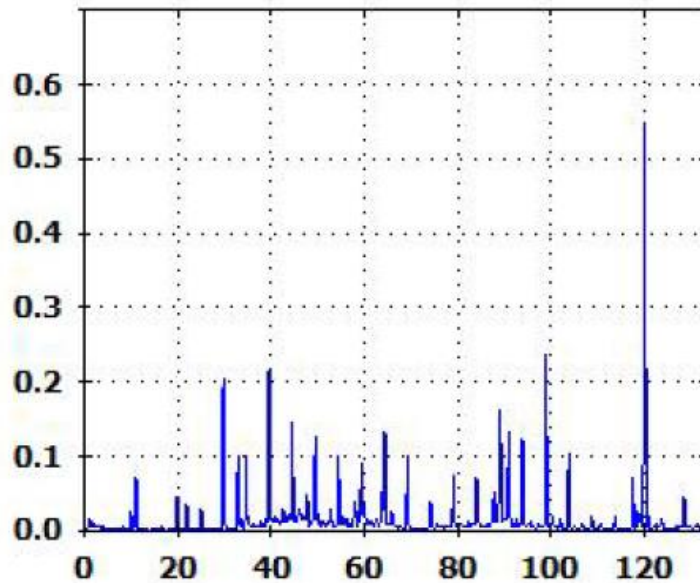
Figura 53: Faixa alta medição 12



Fonte: Autor

Pode-se observar a presença de um pico principal no gráfico da Fig. 53, sendo ele na faixa de 125 Hz, não apresentando característica de nenhum tipo de falha e podendo assim ser ignorado.

Figura 54: Faixa baixa medição 12



Fonte: Autor

Para o gráfico de faixa baixa da Fig. 54, é possível observar um pico na faixa de 120 Hz, que pode ter sido causado por diversos fatores e pode ser ignorado.

Para vibração encontrada nas medições para o ensaio 4 (na máquina com menos tempo de uso, com 630 rpm) foi perceptível a diferença na vibração em comparação com o ensaio 3 (na máquina com maior tempo de uso e os mesmos 630 rpm), onde foi observado um pico máximo chegando a 0,9 mm/s na máquina com maior tempo de uso, em comparação com vibrações de pico máximo de 0,55 mm/s na máquina de tempo menor de uso.

5. CONCLUSÃO

Com a análise dos resultados obtidos experimentalmente, conclui-se que a análise de vibrações pode ser útil para encontrar defeitos e falhas em equipamentos mecânicos, ou identificar a possibilidade/tendência de que eles venham a ocorrer. Isso pode evitar que falhas ocorram de forma inesperada, poupando gastos ao se realizar a manutenção correta.

Além disso, essa técnica de manutenção se mostrou bastante eficiente, por evitar que seja necessário parar o funcionamento da máquina, e também é rápida e simples, o que reduz o tempo de manutenção e custos.

O ideal, com os resultados obtidos, seria continuar o acompanhamento da máquina periodicamente, pois além dos indicativos de falhas (valores com vibração aceitável perante a norma, porém em frequências características de falhas) há um gráfico no qual foi identificado que o valor da vibração está superior ao considerado bom, e possivelmente por haver uma falha por desalinhamento.

6. REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, M. T. Manutenção Preditiva: Confiabilidade e Qualidade. 2000. Disponível em: <<http://www.mtaev.com.br/wp-content/uploads/2018/02/mnt1.pdf>>. Acesso em 20 nov. 2019.
- ARATO JR, Adyles. Manutenção preditiva monitorando severidade de vibrações. Disponível em <<http://www.abcm.org.br/anais/creem/2005/pdf/a4.pdf>>. Acesso em 10 de setembro de 2019.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-5462: confiabilidade e manutenibilidade. Rio de Janeiro: ABNT, 2004.
- ATABEY, F.; LAXOGLU, I.; ALTINTAS, Y. Mechanics of boring processes – Part I, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2001.
- BEZERRA, R. A.; PEDERIVA, R. Detecção de falhas em rolamentos por análise de vibração. Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 2004.
- CASTILHO, R. J. B. Análise de Falhas em Mancais de Rolamento Utilizando a Técnica do Envelope. Diss. Universidade Federal do Rio de Janeiro. 2013.
- COOLEY, J. W.; LEWIS, P.A.; WELCH, P.D. “Historical Notes on the Fast Fourier Transform.” Vol. AU-15, no. 2, 1967.
- FLUKE CORPORATION. Manual do usuário – Vibration Tester 810. 2010.
- FRANCO, L. W. Ajustes de parâmetros para desalinhamento e empenamento aplicado à modelagem de rotores. Projeto de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. São Paulo.
- GATEC. Projeto manutenção preditiva: Análise de vibrações. 2016.
- INDÚSTRIAS NARDINI S/A. Manual torno MS-205. 2009.
- INMAN, D. J., Engineering Vibration, *3th ed.*, New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2001.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. Mechanical vibration of machines with operating speed from 10 to 200 rev/s-basis for specifying evaluation standards. ISO 10816-1. 1995.

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

OTANI, M.; MACHADO, W. V. A proposta de desenvolvimento de gestão da manutenção industrial na busca da excelência ou classe mundial. Revista Gestão Industrial. Vol.4, n.2, 2008.

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

SANTOS, M. J. M. F. (2009), Gestão de Manutenção do Equipamento, Projeto Final de Mestrado Integrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal.

SLACK, N.; CHAMBERS, S.; JOHNSTON, R. Administração da Produção. São Paulo: Atlas, 2002.

TANDON, N.; CHOUDHURY, A., 1999. "A Review of Vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling elemento bearings". Volume 32.

TEKNIKAO, Indústria e Comercio. Análise de Vibrações. São Paulo- SP, 2017.