

BANCADA DE ENSAIO PARA DETECÇÃO DE FALHAS DE DESBALANCEAMENTO, DESALINHAMENTO E FOLGA MECÂNICA.

Eduardo Monteiro Ferro¹

Elvys Isaias Mercado Curi²

Resumo: A manutenção preditiva é uma função estratégica importante nas atividades de uma empresa moderna. Na detecção de falhas de máquinas rotativas, a análise de vibração se destaca como uma das técnicas de predição mais eficazes. Porém, a implementação deste método requer equipamentos e pessoal capacitado, já que é necessário realizar coleta e a interpretação dos dados de forma correta e criteriosa. O objetivo do estudo é desenvolver uma bancada experimental didática que visa a dar atenção na aprendizagem na detecção de falhas por meio de análises de sinal de vibração, utilizando parâmetros que informe a condição de funcionamento de um equipamento, identificando falhas de soltura mecânica, desbalanceamento, desalinhamento do eixo e das polias. A metodologia consistiu em projetar, fabricar e montar uma bancada que tenha dois eixos instalados sobre mancais, ambos com discos desbalanceador e polias com diâmetros diferentes, sendo um desses conectado a um motor elétrico. Esta configuração permite ter diferentes condições de falhas e fornecer sinais no domínio do tempo e da frequência por meio de acelerômetros e seu sistema de medição instalado na bancada. A predição de falha se realiza avaliando o sinal no domínio do tempo através do valor médio eficaz (RMS), e no domínio da frequência, comparando suas amplitudes com a informação de sinais de falha apresentada na tabela de Charlotte. O ruído elétrico dificultou a comparação de sinais com e sem falha, mas por meio de um processamento de dados estatístico conseguiu-se avaliar e obter informações. Os testes de desbalanceamento, desalinhamento de polias e folga mecânica apresentaram sinais característicos nos espectros de amplitude e frequência, conforme a literatura, enquanto os sinais de desalinhamento de eixos não apresentaram dados claros devido as altas tolerâncias do acoplamento flexível. A bancada permitirá capacitar futuros profissionais no tema de manutenção preditiva baseada na condição usando sinais de vibração.

Palavras-Chave: Manutenção preditiva. Máquinas Rotativas. Análise de vibração. Bancada didática. Simulação.

1 INTRODUÇÃO

A manutenção preditiva em equipamentos críticos é uma função estratégica que as empresas podem empregar para reduzir as paradas desnecessárias. Este método consiste basicamente no monitoramento de parâmetros que informam o

¹ Graduando em Engenharia Mecânica. Ano: 2021/2. E-mail: eduardoferro999@gmail.com

² Professor do Centro Universitário UniSATC. E-mail: elvys.curi@satc.edu.br

estado de funcionamento do equipamento analisado. A prevenção de falhas de equipamento é primordial para manter uma manutenção eficiente. Dentre os diferentes métodos de manutenção preditiva, a análise de vibrações é um dos que mais se destaca, devido a sua eficácia nos diagnósticos de falha.

A manutenção preditiva, por análise de vibração, consiste na detecção das ocorrências de falhas das máquinas rotativas. Este diagnóstico, consiste na interpretação de sinais de vibração registrados por algum equipamento preparado para esta atividade. Nas análises, observa-se a assinatura do sinal de vibração, as amplitudes e frequências que correspondem ao bom estado da máquina ou alguma anormalidade. Esta atividade exige conhecimentos teóricos e práticos na área de engenharia, nos temas de mecânica, vibração, instrumentação e softwares, pelo qual é necessário a especialização para uma aplicação com resultados satisfatórios.

O uso de manutenção preditiva, por análises de vibrações, ainda é um assunto difuso nas empresas da região, pelo fato da complexidade do domínio da parte teórica e da falta de amplos treinamentos proporcionados para a execução das análises.

O desenvolvimento de equipamentos didáticos de baixo custo, com ênfase na qualidade didática, é uma alternativa viável para maximizar o ensino-aprendizagem nos cursos de engenharia dos países (AMORIM, 2006). É apresentado modelos em escala reduzida de equipamentos reais utilizados na indústria e simulando suas características de trabalho (GONZALEZ ET AL., 2000).

A utilização do método de diagnóstico de falhas por análise de vibração pode trazer resultados econômicos satisfatórios em curto e longo prazo, redução de intervenções de manutenção em até 70% após um curto período de monitoração e a possibilidade de planejamento por conhecimento prévio da situação do equipamento e causa da falha (NASCIMENTO, 2019).

O objetivo do projeto é desenvolver uma bancada experimental didática que visa a obtenção de técnicas e parâmetros para a identificação de problemas no equipamento através da mensuração da vibração, identificando os problemas através da interpretação dos dados obtidos por meio de simulações com e sem defeitos de desbalanceamento, desalinhamento e a soldura de componentes mecânicos. A identificação de falhas se realiza ocasionando propositalmente a falha, coletando seu sinal de vibração para compará-la com o caso sem falha.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

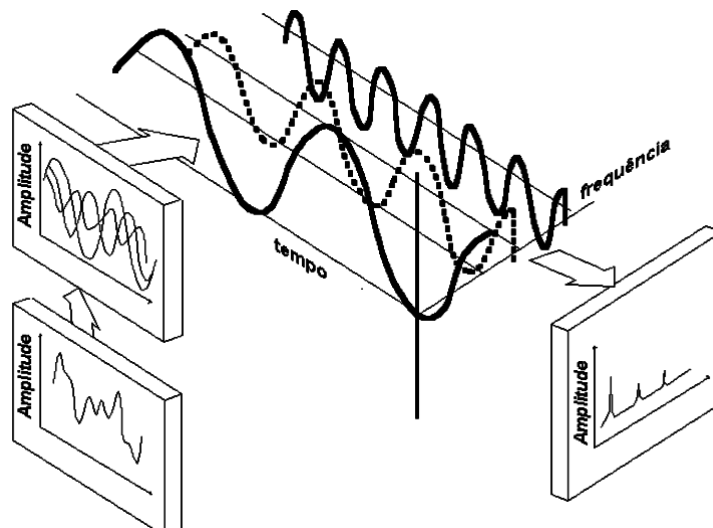
Todos os movimentos que se repetem em um intervalo de tempo podem ser denominados de vibração, (RAO, 2009). Quando há componentes afetados por vibração, é necessário saber os comportamentos que os elementos podem ter, os quais se classificam em quatro categorias: quanto a existência de excitação, o amortecimento, sua linearidade e sua previsibilidade de ocorrência.

2.1 SINAIS DE VIBRAÇÃO PARA DETECÇÃO DE FALHAS

Segundo Almeida (2011), a análise de sinais de vibrações é separada em análise no domínio de tempo e no domínio de frequência. A primeira consiste em um gráfico que pode conter as seguintes variáveis: deslocamento, velocidade ou aceleração em relação ao tempo. A análise no domínio de frequência consiste na conversão de dados no domínio de tempo por meio da Transformada de Fourier.

Junior (2018) diz que a escolha do domínio deve ser realizada em função das características do sinal que se pretende avaliar. Na Fig. 1, se mostram sinais no domínio de tempo num eixo horizontal, exibindo-se ondas de vibração sinusoidais afastadas e juntas, no eixo vertical estão suas amplitudes. No outro eixo horizontal se mostra a mesma informação com sinais de domínio da frequência apresentando as amplitudes no eixo vertical de maneira mais notável.

Figura 1: Representação do sinal de vibração no domínio de tempo e frequência.



Fonte: Junior (2018).

2.2 PONTOS DE COLETA E DIAGNÓSTICO DE FALHAS

Os pontos de coleta são essenciais para a análise de dados, os sinais devem ser coletados em pontos específicos e em uma superfície limpa, o sensor para a coleta deve estar em um lugar fixo de um modo que não tenha interferências de ruídos de vibrações pela folga de fixação e de outros equipamentos.

Geraldi (2015) diz que para uma boa análise de vibração, os pontos de medições para a coleta dos sinais vibratórios devem ser, sempre que possível, nos mancais ou o mais próximo possível deles, pois a maior força de desequilíbrio causadora de vibrações se concentra nos rolamentos.

O diagnóstico de falhas é obtido através da análise do equipamento, considerando-se que todos os componentes possuem características de trabalho e faixas de frequências próprias, o desalinhamento, desbalanceamento e folga mecânica também possuem faixas de trabalho específicas na análise espectral que serão posteriormente comparadas à faixa padrão de trabalho para a determinação do problema e de sua severidade.

2.3 AVALIAÇÃO CONFORME A NORMA TÉCNICA

Para efetuar a análise da condição da máquina, é necessário aderir critérios para classificação da severidade de vibração. Auxiliando a estipular os limites de que pode ter no equipamento, identificando a condição presente do equipamento, e se é preciso ou não ocorrer uma intervenção da manutenção.

A principal fonte de referência que primeiro é necessário consultar, é o manual do equipamento que consta com as informações específicas conforme a condição de trabalho, instruindo os limites de vibrações, os seus pontos mais adequados para a coleta e o intervalo de medições.

Outras fontes de referências são as normas técnicas de monitoramentos de vibrações em máquinas rotativas, que são conhecidas internacionalmente, como a norma International Organization for Standardization (ISO). A norma mais atual é a ISO 20816 que engloba a antiga norma ISO 10816 e ISO 2372, adicionando mais categorias específicas de máquinas. A Tab. 1 apresenta os níveis limites de vibração da norma ISO 10816.

Tabela 1: Zonas de níveis globais dos limites de vibração.

Norma ISO 10816 - Classe de equipamento				
R.m.s (mm/s)	Classe I Máq. Pequena	Classe II Máq Média	Máquinas Grandes	
			Classe II fundação rígida	Classe IV fundação flexível
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	A
1,8				
2,8	C	C	B	B
4,5				
7,1	D	D	C	C
11,2				
18			D	
28				
45				D

Zona A Verde: valores de vibração operacionais.
 Zona B Amarelo: Operação contínua sem restrições
 Zona C Laranja: Condição é aceitável apenas por um período limitado de tempo.
 Zona D Vermelha: Valores de vibração perigosos – falha iminente.

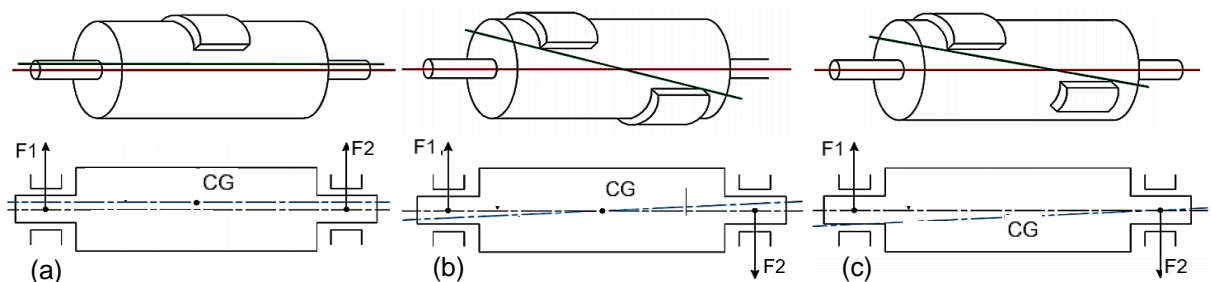
Fonte: ISO 10816 (2009).

2.4 DESBALANCEAMENTO

O desbalanceamento é uma das causas de vibrações mais comuns em equipamentos rotativos, definido como uma distribuição desigual de massa em torno da linha de centro de um eixo, provocando cargas nos mancais como resultado das forças centrífugas (HOLANDA, 2016). Diversos fatores geram desbalanceamentos por ex. fabricação, montagem, desgaste durante a operação ou acúmulo de sujeira.

Forças centrípetas são geradas pelo desbalanceamento, os quais podem ser avaliados por meio da análise dos vetores das forças de reação nos mancais, que tem três tipos de desbalanceamento: estático, conjugado e dinâmico. (COELHO, 2013). A Fig. 2 apresenta os três tipos de desbalanceamento.

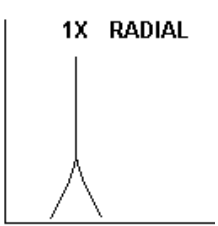
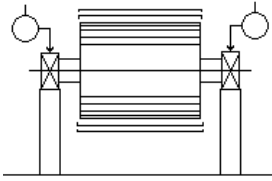
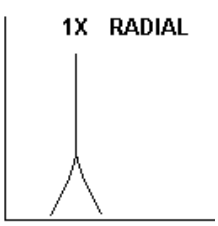
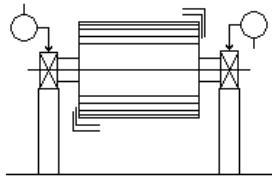
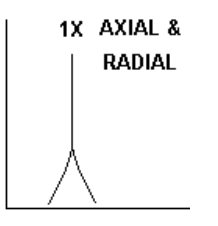
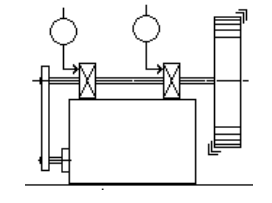
Figura 2: Desbalanceamento (a) Estático; (b) Conjugado; (c) Dinâmico.



Fonte: Adaptado de Coelho (2013).

O desbalanceamento ocorre em todas as máquinas rotativas em um certo grau, este se caracteriza por uma vibração senoidal na frequência da rotação (uma vez por revolução) na direção radial, destacando-se uma amplitude. Também pode ocorrer na direção axial com uma alta amplitude. A desigual distribuição da massa provoca esta força e pode-se equilibrar com uma distribuição de massa que produza uma força em sentido contrário à força centrípeta que a ocasiona. (ARCO-VERDE, 2008). A Tab. 2 apresenta a relação de falhas da tabela de Charlotte.

Tabela 2: Desbalanceamento e sinais de vibração.

Espectro típico	Relação de fases	Observações
<p>1X RADIAL</p> 	<p>Desb. Estático</p> 	<p>O desbalanceamento de forças está em fase e permanece. A amplitude do desbalanceamento aumenta com o quadrado da velocidade. O pico aparece na frequência de 1x RPS e sempre está presente dominando o espectro de sinal. Pode ser corrigida pela colocação de um peso de balanceamento em um plano no centro de gravidade do Rotor (CG).</p>
<p>1X RADIAL</p> 	<p>Desbalanceamento Conjugado</p> 	<p>O Desbalanceamento de Acoplamento tende a ficar 180° fora de fase no mesmo eixo. A amplitude se apresenta na frequência de 1X RPS e domina o espectro de sinais. A amplitude varia com o quadrado do crescimento da velocidade. Pode provocar vibrações axiais e radiais elevadas. A correção exige a colocação de pesos de balanceamento em pelo menos 2 planos. Pode existir aproximadamente 180° de diferença entre a fase de movimento nas horizontais OB e IB, bem como entre as verticais OB e IB.</p>
<p>1X AXIAL & RADIAL</p> 	<p>Desb. Axial</p> 	<p>O Desbalanceamento do Rotor em Balanço causa elevada amplitude em 1X RPS tanto na direção axial como na direção radial. Leituras axiais tendem a estar em fase, enquanto leituras de fase radiais podem ser instáveis. Rotores em balanço comumente têm desbalanceamento de força e de acoplamento, cada um dos quais exigirá igualmente que se faça a correção.</p>

Fonte: Adaptado de Sá Mauro (2000).

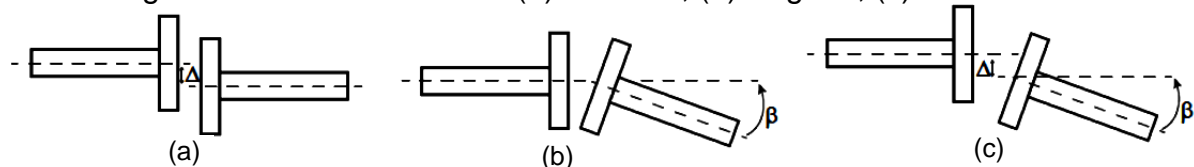
2.5 DESALINHAMENTO

Conforme Lima (2014) o desalinhamento de eixos é um problema comum nas indústrias, ocorrendo quando os eixos de rotação de duas máquinas não estão concêntricos entre si. O desalinhamento dos eixos de uma máquina causa forças de atrito e flexão dentro do acoplamento. Isso eleva as tensões nos rolamentos, bem como o desgaste e aquecimento do acoplamento.

2.5.1 Tipos de desalinhamento de eixos

O desalinhamento de eixos é classificado em três categorias: o desalinhamento paralelo, que acontece quando as linhas de centro dos eixos estão afastadas paralelamente. O desalinhamento angular, que possui um ângulo entre as linhas de centro. E o desalinhamento combinado, que consiste nos dois tipos de desalinhamentos citados anteriormente no mesmo sistema. A Fig. 3, apresenta exemplos de desalinhamento paralelo, angular e combinado.

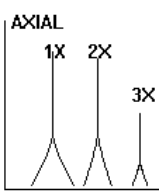
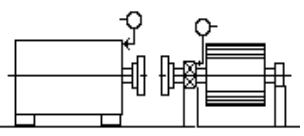
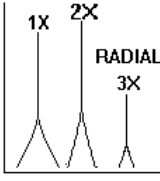
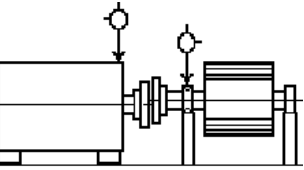
Figura 3: Desalinhamentos. (a) Paralelo; (b) Angular; (c) Combinado.



Fonte: Ferraz (2013).

A Tab. 3 mostra os espectros de sinais de amplitude no domínio da frequência e sua relação com o desalinhamento angular e paralelo, conhecida como tabela de Charlotte.

Tabela 3: Desalinhamento de eixos e sinais de vibração

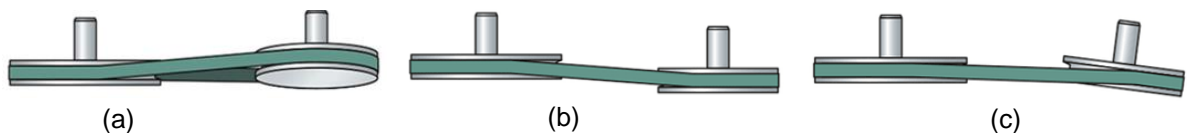
Espectro típico	Relação de fases	Observações
	Desalinhamento Angular 	O Desalinhamento Angular é caracterizado pela alta vibração axial, 180° fora de fase através do acoplamento. Caracteristicamente haverá alta vibração axial tanto com 1x quanto com 2x RPM. Entretanto não é incomum que 1x, 2x ou 3x sejam dominantes. Estes sintomas podem indicar também problemas de acoplamento.
	Desalinhamento Paralelo 	Desalinhamento Paralelo tem sintomas similares ao Angular, mas apresenta vibração radial alta que se aproxima de 180° fora de fase através do acoplamento. 2x é muitas vezes maior que 1x, mas sua altura relativa para 1x é habitualmente ditada pelo tipo e construção do acoplamento. Quando o Desalinhamento Angular ou Radial se torna severo, pode gerar picos de alta amplitude em harmônicos muito mais altos (4x-8x) ou mesmo toda uma série de harmônicos de alta frequência similar na aparência à folga mecânica. A construção do acoplamento influenciará muitas vezes a forma do espectro quando o desalinhamento é severo.

Fonte: Adaptado de Sá Mauro (2000).

2.5.2 Tipos de desalinhamento de Polias

Os desalinhamentos de polias aumentam o desgaste de polias e correias, além de causar vibrações no sistema, aumentando a probabilidade de ocasionar problemas no sistema. O desalinhamento de polias é dividido em: angular vertical, angular horizontal e paralelo. A Fig. 4 mostra os três possíveis casos de desalinhamento.

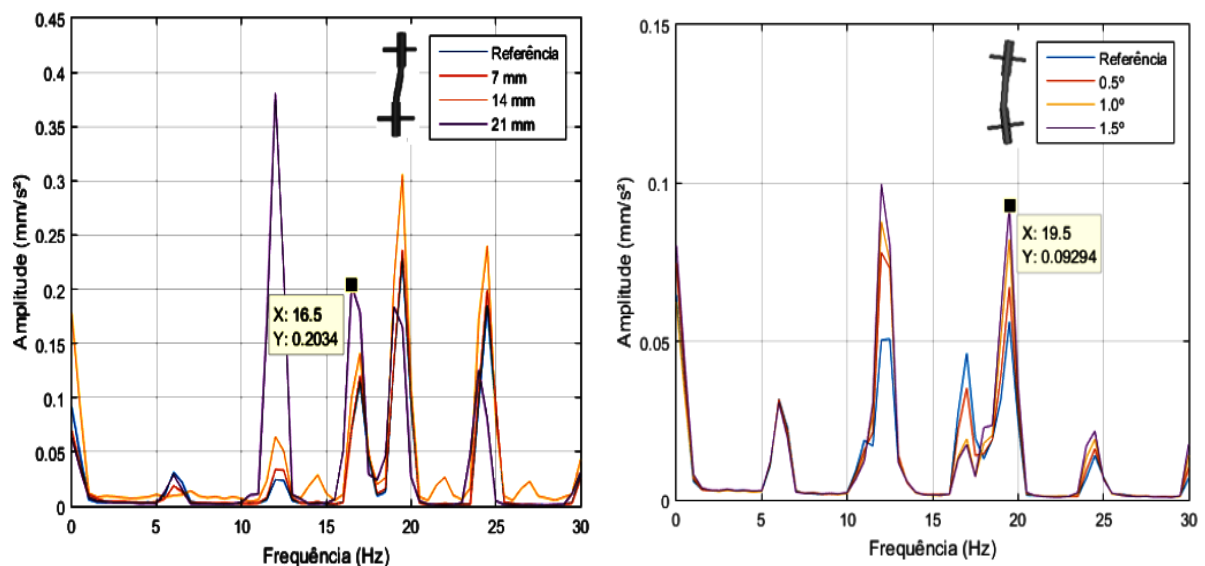
Figura 4: Desalinhamentos de polias. (a) Angular vertical; (b) Paralelo; (c) Angular Horizontal;



Fonte: SKF (2021).

Scheffer e Girdhar (2004) recomendam que para avaliar o desalinhamento de correias, deve-se analisar os níveis de vibrações na direção axial. Esta falha se caracteriza pelo aumento nos níveis de vibração em 1x a rotação da máquina/motor (BEKOSKI,2019). A Fig. 5 apresenta um exemplo de sinais de vibração de correias desalinhadas com diferentes níveis de desalinhamento.

Figura 5: Sinais de desalinhamentos de polias (a) Paralelo; (b) Angular horizontal.



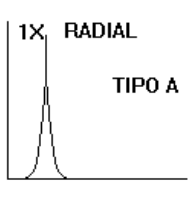

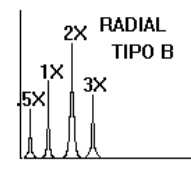
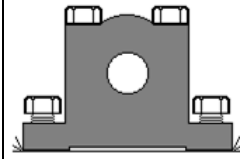
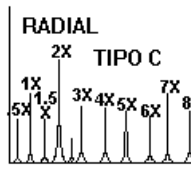
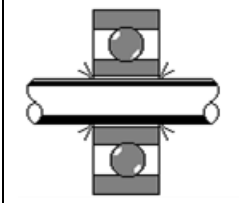
Fonte: BEKOSKI (2019).

2.6 FOLGA MECÂNICA

As vibrações por folga mecânica são provocadas por componentes frouxos, alguns exemplos disso são: mancais com os parafusos de fixação frouxos, elementos rotativos, como polias e rolamentos folgados que produzem vibrações no sistema. A folga mecânica também pode ser originada pelo desgaste das partes rotativas ou de seus respectivos suportes. O desgaste de peças é um processo que costuma ser intensificado pela própria folga, até que ocorra a falha catastrófica do equipamento (BENEVENUTI, 2004).

A folga mecânica é indicada pelos espectros dos tipos A, B e C, a Tab. 4 mostra os espectros de sinais no domínio da frequência dos tipos de folgas, conhecida como a tabela de Charlotte.

Tabela 4: Tipos de folga mecânica e sinais de vibração

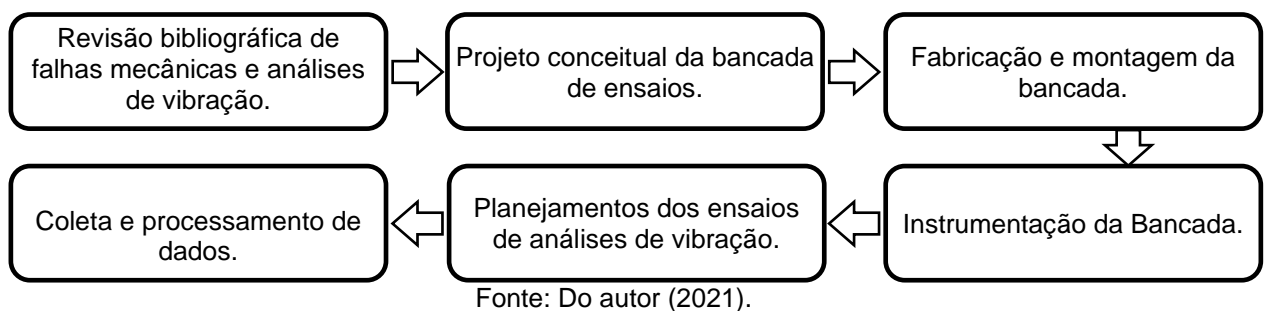
Espectro típico	Relação de fases	Observações
		<p>O tipo A é causado por folga/fragilidade Estrutural nos pés, base ou fundação da máquina; também pela deterioração do apoio ao solo, folga de parafusos que sustentam a base; e distorção da armação ou base (ex.: pé frouxo). A análise de fase revelará aproximadamente 180° de diferença de fases entre medições verticais no pé da máquina, local onde está a base e a própria base.</p>
		<p>O tipo B é geralmente causado por parafusos soltos no apoio da base, trincas na estrutura ou no pedestal do mancal.</p>
		<p>O tipo C é provocado por ajuste impróprio entre partes componentes para forças dinâmicas do rotor. Causa o truncamento da forma de onda no tempo. O tipo C é muitas vezes provocado por uma folga linear do mancal em sua tampa, folga excessiva em uma bucha ou de elemento rotativo de um mancal de rolamento ou um rotor solto com folga em relação ao eixo.</p> <p>A fase tipo C é muitas vezes instável e pode variar amplamente de uma medição para a seguinte, particularmente se o rotor muda de posição no eixo à cada partida. A folga Mecânica é, geralmente, altamente direcional e pode causar leituras bem diferentes se comparamos incrementos de 30° de nível na direção radial em todo o caminho em torno de uma caixa de mancal. Observe também que a folga causará muitas vezes múltiplos de subharmônicos a exatamente 1/2 ou 1/3 RPM (.5x, 1.5x, 2.5x etc.).</p>

Fonte: Adaptado de Sá Mauro (2000)

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste capítulo se apresenta o procedimento do trabalho e suas etapas. O desenvolvimento foi separado na modelagem em 3D do projeto, o levantamento de peças necessárias para a compra e fabricação, a instrumentação da bancada e a coleta e análise dos sinais. A Fig. 6 mostra a sequência de atividades para o projeto da bancada e ensaios preliminares

Figura 6: Sequência das atividades realizadas para o projeto da bancada e ensaios.



3.1 PROJETO CONCEITUAL DA BANCADA DE ENSAIOS

No projeto conceitual foi planejado o desenvolvimento de uma bancada, que tenha um sistema de eixo desbalanceado com cargas predefinidas e seja fácil seu balanceamento. Também produz problemas de desalinhamento e soltura mecânica, apenas com um desajuste ou pequena alteração nas peças da bancada.

Neste contexto se desenvolveu uma bancada de monitoramento, que basicamente consiste em um motor elétrico de 0,5 cv de potência elétrica, e de 1720 RPM de velocidade rotação. Este equipamento foi conectado a um inversor de frequência, modelo CFW-08 da WEG, para modificar sua velocidade. O eixo do motor tem um acoplamento, com o qual se junta a um eixo, que se encontra instalado sobre dois mancais. Foi previsto que a bancada deve ter dois eixos conectados por polias.

3.2 FABRICAÇÃO E MONTAGEM DA BANCADA

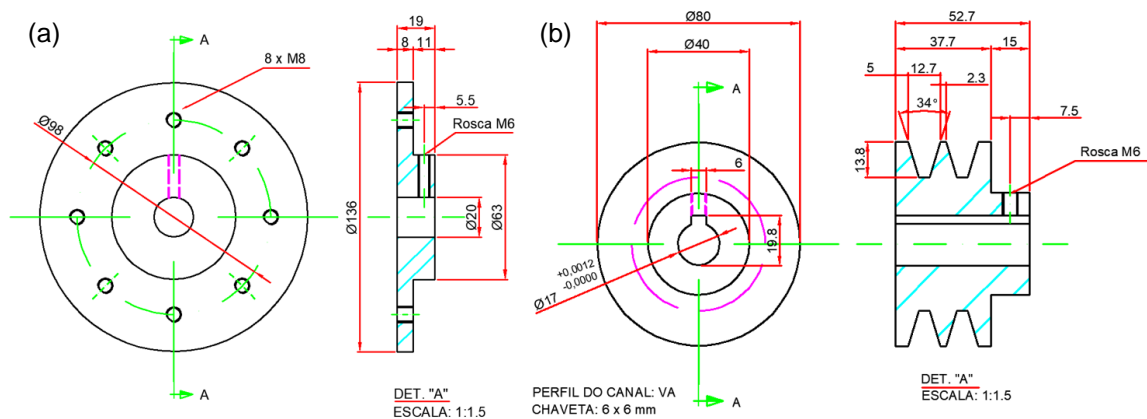
Para a realização do estudo, projetou-se instalar um disco de massa desbalanceadora cujo objetivo seria de alterar o centro de massa do rotor. Na base

dos mancais foram feitos esticadores para simular o desalinhamento dos eixos, comparando os sinais de uma máquina com e sem defeito.

No projeto e fabricação da bancada, foi contemplado as condições de funcionamento com e sem falha. Para o controle de desbalanceamento foi fabricado um eixo com o centro robusto para ter condições de eixo rígido em vez de flexível. No centro do eixo foi instalado um disco com furos roscados, nesses furos podem ser colocados parafusos que provocam o desbalanceamento. No extremo do eixo foi instalado uma polia de 80 mm, com canais de perfis “VA”, a qual estaria conectada a outra polia de 60 mm de diâmetro. Com o funcionamento do motor se move ao eixo motriz e por meio das polias se transmite a rotação a outro eixo, cujas dimensões são semelhantes ao eixo conectado ao motor, assim como também o disco e os mancais que os suportam.

A Fig. 7 mostra algumas peças projetadas para a fabricação da bancada de ensaios de componentes rotativos com e sem falhas.

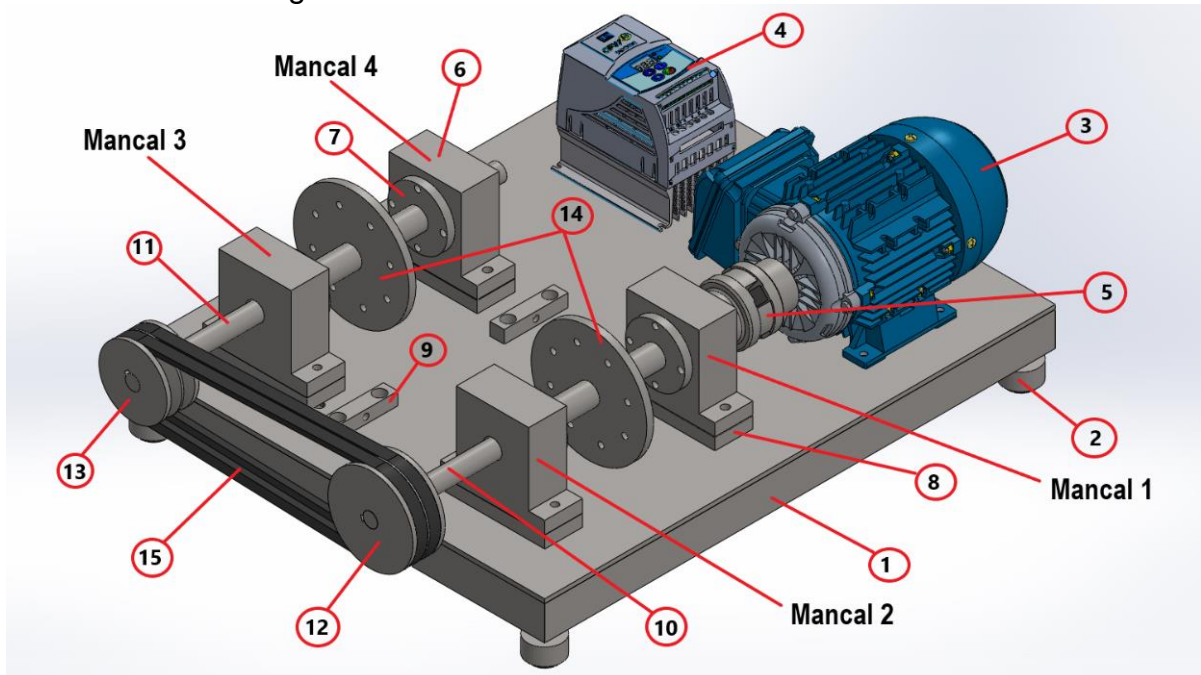
Figura 7: Peças da bancada a) Disco com furos para seu desbalanceamento, b) polia motriz.



Fonte: Do autor (2021)

O desenho do projeto foi realizado através do software SolidWorks® e AutoCAD®, modelando as peças e o conjunto montado. A Fig. 8 apresenta o projeto da bancada montada indicando os elementos que a compõem na Tab. 5.

Figura 8: Desenvolvimento da Bancada didática.



Fonte: Do autor (2021).

Tabela 5: Componentes principais da bancada de vibrações.

Item N°	Descrição	Item N°	Descrição
1	Base da bancada.	9	Esticador do mancal.
2	Coxim de amortecimento.	10	Eixo 01.
3	Motor elétrico WEG® de 0,5 CV.	11	Eixo 02.
4	Inversor de frequência CFW-08 WEG®.	12	Polia motora de Ø80 mm.
5	Acoplamento Flexível AZ-02.	13	Polia movida de Ø60 mm.
6	Mancal de rolamento 6204 DDU.	14	Disco de desbalanceamento
7	Tampa do mancal.	15	Correia VA-27.
8	Calço do mancal.		

Fonte: Do Autor (2021).

3.3 PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Foram escolhidos os instrumentos de medição, que são acelerômetros e sensores de velocidade de rotação e o programa de coleta de dados, o software LabView®. Também foram selecionados os pontos de medição nas direções X, Y e Z para os mancais. Para o processamento de dados inicialmente se utilizou o software Excel® e posteriormente se emigrou ao software MatLAB®, por ser muitos dados a ser processados de maneira simultânea.

3.3.1 Instrumentação

A instrumentação é fundamental para a obtenção de dados, nos ensaios foram utilizados sensores analógicos da marca PCB®, modelo 482C, cuja faixa de medição é de 0 a 10.000,00 Hz, que se conecta a um condicionador de sinal da marca PCB®, modelo 480C02, e na parte final da instalação analógica, foi usado uma placa analógica digital da marca National instruments® modelo USB 6002. Na saída, os dados foram extraídos como sinais digitais, por meio de um computador utilizando o software LabVIEW®, que se comunica com os hardwares da placa analógica digital.

Além desses sensores, foram utilizados dois sensores indutivos do tipo PNP para a mensuração da rotação dos eixos.

Para a realização da instrumentação da bancada de monitoramento, os principais materiais necessários são ilustrados na Fig. 9.

Figura 9: Aparelhos utilizados para a coleta de dados.

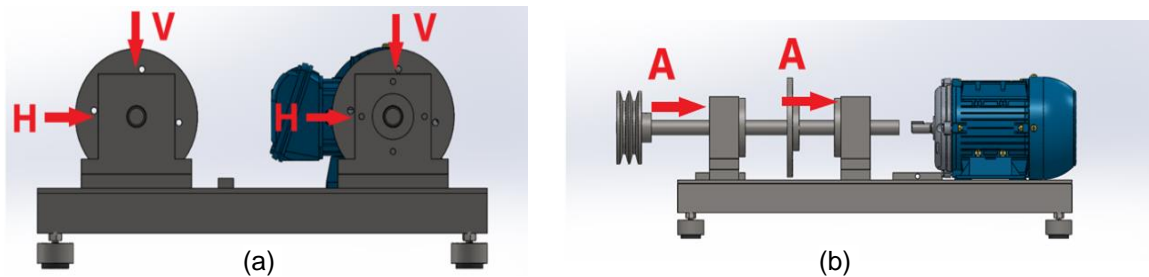


Fonte: Do autor (2021).

3.3.2 Pontos de aquisição de dados

Os pontos de coleta foram escolhidos seguindo as recomendações da norma ISO 20816-1, instalando os acelerômetros na direção radial e axial ao movimento, nos pontos de maior sustentação. Foram instalados nos quatros mancais, na posição vertical (V), horizontal (H) e axial (A), conforme a Fig. 10.

Figura 10: Pontos de coleta de dados (a) Vista frontal (b) Vista lateral.



Fonte: Do autor (2021).

3.4 COLETA E PROCESSAMENTO DE DADOS

Para o registro de dados analógicos e a conversão de sinal de tensão elétrica em sinal de aceleração, foi desenvolvido um programa no LabVIEW®.

Nos ensaios executados, foram evitados sinais elétricos como cabos conectados ao computador e demais aparelhos conectados à rede elétrica. As frequências de 60 Hertz foram filtradas no software LabVIEW®, devido a ser uma frequência de rede, que ocasiona em amplitude elevadas em sua harmônica.

O registro de dados estabeleceu o ingresso de 10 sinais, na frequência de amostragem de 2000 Hz, com tempo de duração de 1 s, para cada sinal. Foi aplicado um operador do bloco de LabVIEW®, que integra o sinal de aceleração para converter em sinal velocidade. Foi aplicado filtros passa banda nas frequências de 60, 120 e 180 Hz, para reduzir o ruído elétrico que afetava os sinais de aceleração.

A coleta dos sinais foi prosseguida pelas etapas de: sem defeitos, desbalanceamento de apenas um eixo, desbalanceamento dos dois eixos, desalinhamento de um eixo, desalinhamento de polias e folga mecânica.

Os processamentos dos sinais foram realizados através de programas realizados no software MATLAB®, que prepara o sinal de domínio no tempo ao domínio de frequência, além de filtrar ruídos desnecessários e calcular a média das dez coletas que cada ensaio produz.

Para análise dos dados de vibração, no domínio do tempo, se considerou as recomendações da norma ISO 10816, que avalia o valor RMS (Root Mean Square), ou valor eficaz da energia da vibração da velocidade. Com o valor e a Tab. 1, classifica-se em qual dos níveis de vibração se encontra o equipamento. Os níveis limites de vibração se dividem em quatro categorias: A, B C e D, sendo A sem problemas, os demais são tendência de falha e o D o caso de falha detectada.

O cálculo do RMS, se realiza com o seguinte modelo matemático da Eq.1:

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x(t)_i^2}{n}} \quad (1)$$

Onde:

n = número de pontos do sinal;

$x(t)_i$ = amplitude de vibração da velocidade no tempo (mm/s)

A análise de sinais de amplitude no domínio de frequência realiza-se considerando a norma DIN ISO 1940/1: *Balance Quality Requirements of Rotating Rigid Bodies*. A norma avalia limites máximos permissíveis de desbalanceamento residual, por meio do valor do deslocamento do centro de gravidade e_{per} (μm). Neste procedimento se estabelece graus aceitáveis de qualidade de balanceamento (G) para rotores rígidos. Os limites permissíveis de e_{per} para a velocidade máxima do rotor e o grau de qualidade G que se mostra na Tab. 6 para alguns casos. (COELHO, 2013)

O grau de qualidade G, da Tab. 6 é constante para o mesmo tipo de rotor e calcula-se com a Eq. 2:

$$G = e_{per} \omega = cte \quad (2)$$

Tabela 6 - Grau de Qualidade de balanceamento para alguns rotores rígidos.

Grau de qualidade de balanceamento G	$e_{per} \cdot \omega$ [mm/s]	Tipos de rotores - Exemplos Gerais
G 2,5	2,5	Turbinas a gás e vapor, incluindo turbinas principais marinhas (serviço mercante).
		Rotores de turbo-geradores rígidos.
		Rotores.
		Turbo-compressores.
		Tracionadores de máquinas-ferramenta.
		Armaduras elétricas médias e grandes com requisitos especiais.
		Armaduras elétricas pequenas.
G 1	1	Bombas tracionadas por turbina.
		Gravadores e motores de toca-discos.
		Motores de máquinas amoladoras.
G 0,4	0,4	Armaduras elétricas pequenas com requisitos especiais.
		Eixos, discos e armaduras de amoladores de precisão.
		Giroscópios

Fonte: (COELHO, 2013).

A força de desbalanceamento (F_C) é calculada com a Eq. 3:

$$F_C = m_b e_b \omega^2 \quad (3)$$

Onde:

m_b = massa de desbalanceamento.

e_b = deslocamento do centro de gravidade respeito ao centro de giro (m).

ω = Velocidade de rotação do rotor rígido.

A velocidade de rotação calcula-se com a seguinte a Eq. 4:

$$\omega = 2\pi \cdot RPS \quad (4)$$

Onde:

RPS = Velocidade de rotação do eixo em revoluções por segundo (s^{-1})

As amplitudes do sinal de vibração estão no domínio do tempo, se processam ao domínio da frequência, usando a Transformada Discreta de Fourier (DFT). O programa usa a transformada rápida de Fourier (FFT).

A DFT calcula-se com a Eq. (5):

$$x(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j\left(\frac{2\pi kn}{N}\right)} \quad (5)$$

Onde:

$x(k)$ = amplitude no domínio da frequência (mm/s^2);

N = número de pontos coletados;

$x(n)$ = Amplitude do sinal no tempo (mm/s^2);

Os sinais de aceleração ($\ddot{x}(t)$) são convertidos em sinais de velocidade ($\dot{x}(t)$) ao integrar o sinal no tempo. A Eq. (6) apresenta o cálculo da velocidade.

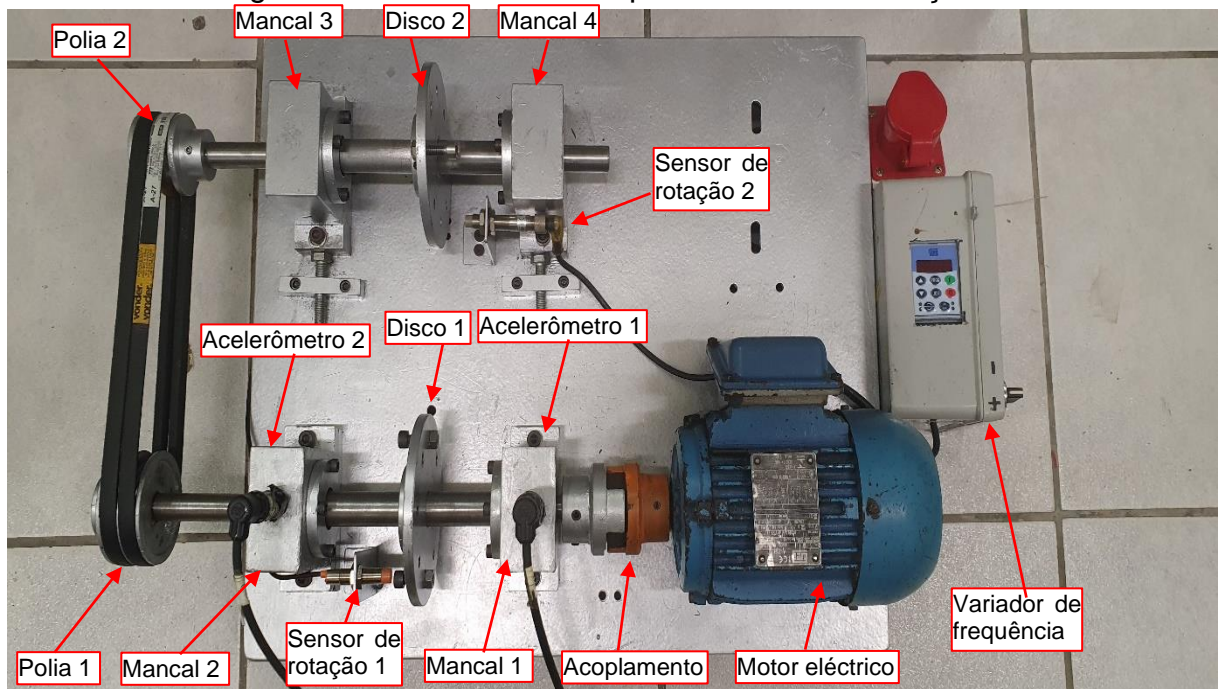
$$\dot{x}(t) = \int \ddot{x}(t) dt \quad (6)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O projeto conceitual permitiu o desenvolvimento de uma bancada que se movimenta com velocidade de rotação controlada, no centro do eixo apresentou um disco de fácil desbalanceamento e correção ao desbalanceamento. Na ponta dos eixos, as polias de diferentes diâmetros possibilitaram duas velocidades de rotação na mesma bancada, com a possibilidade de desalinhar os eixos para observar os sinais de vibração.

A Fig. 11 mostra a bancada didática desenvolvida para as atividades de detecção de falhas usando a análise de sinais de vibrações.

Figura 11: Bancada didática para análise de vibrações.



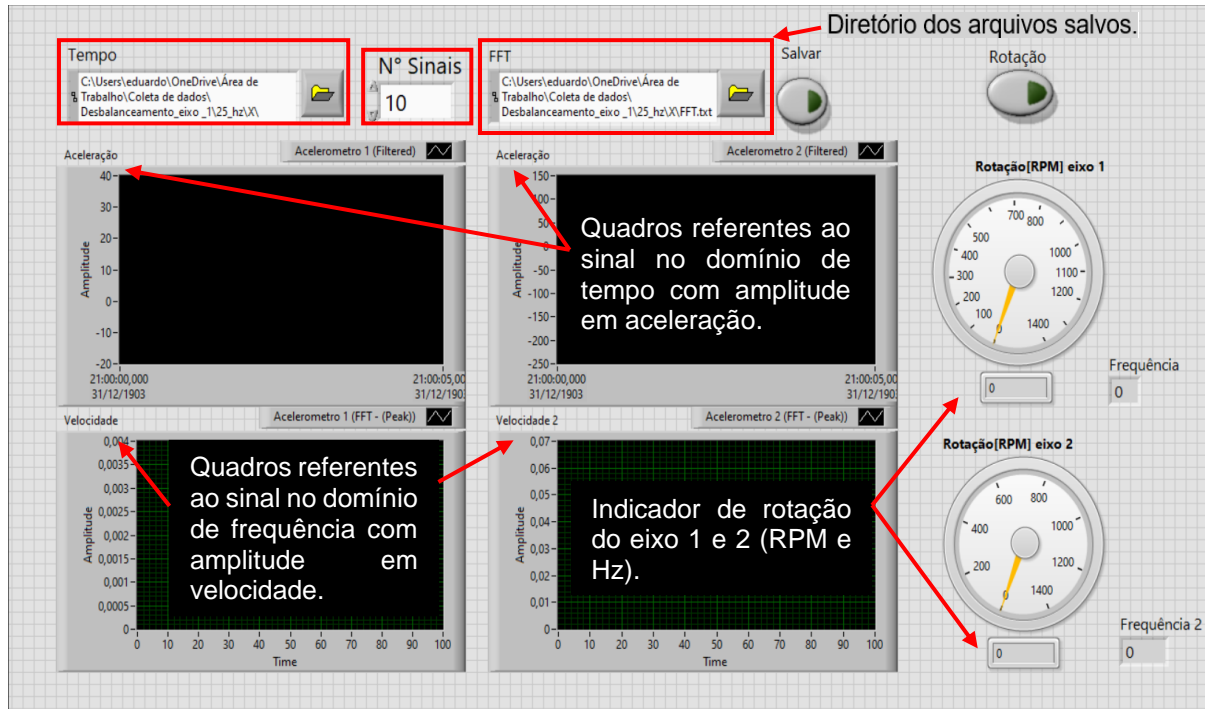
Fonte: Do autor (2021).

Inicialmente foi avaliado a frequência natural da bancada, com a aplicação de batimentos acima dos eixos e foi observado que sua resposta se apresentava em 17 Hz, para diferentes posições dos sensores nos mancais.

Todos os ensaios foram executados nas velocidades de 25, 30 e 33 RPS, devido a ser frequências que não interferiam os sinais com a frequência natural da bancada.

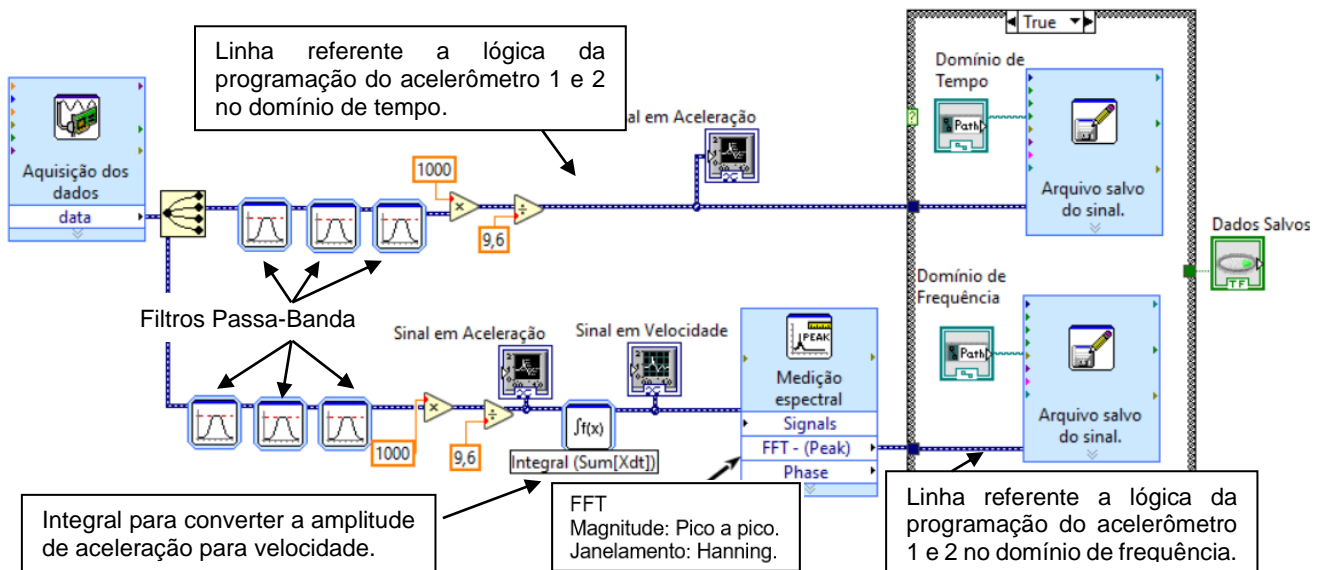
A coleta de dados foi executada e monitorada em tempo real pelo programa realizado no software LabVIEW®, conforme a Fig. 12 e Fig. 13.

Figura 12: Interface do programa elaborado no Labview® para coleta de dados.



Fonte: Do autor (2021).

Figura 13: Simplificação do programa elaborado no Labview® para coleta de dados.



Fonte: Do autor (2021).

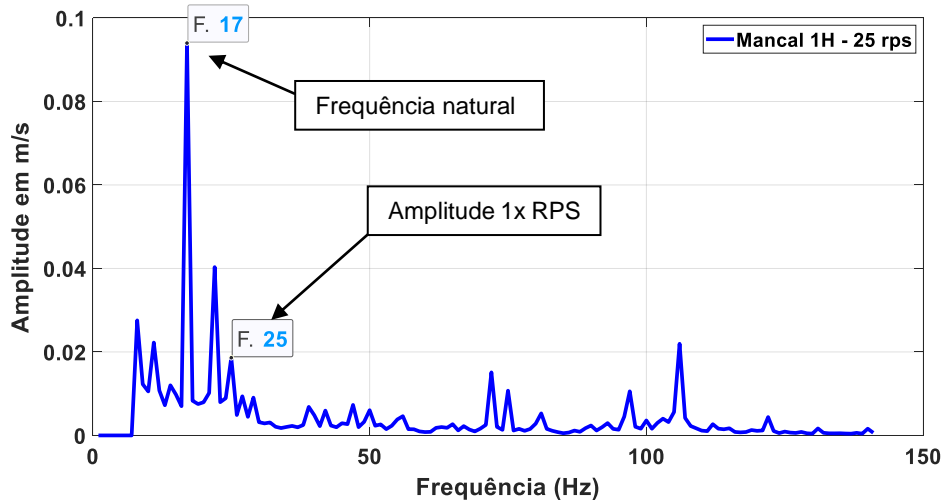
No MATLAB®, foram processados os sinais no domínio do tempo, calculando-se o valor absoluto do RMS, utilizando a Eq. (1), nos graus de liberdade vertical (V), horizontal (H) e axial (A). Também se realiza a avaliação dos espectros de amplitudes do sinal, no domínio da frequência, usando os conceitos de transformada de Fourier, considerando as eq. (4) e (5). O processamento de dados em amplitudes e frequência de aceleração e velocidade o com o objetivo de comparar com a Tab. 1, e compreender a gravidade da situação do equipamento.

4.1 ENSAIO SEM FALHA

O primeiro ensaio executado é aplicando nenhum defeito na bancada, com o objetivo de saber suas características padrões de trabalho. O teste é realizado com apenas o primeiro eixo trabalhando a fim de minimizar possíveis defeitos.

O primeiro análise se realiza com a avaliação dos espectros de amplitudes do sinal, no domínio da frequência. Seu resultado se apresenta na Fig. 14, se observa que destaca um único pico em 17 Hz com uma amplitude de 0,1 m/s.

Figura 14: Sinais de amplitude da velocidade média do mancal 1H a 25 rps.



Fonte: Do autor (2021).

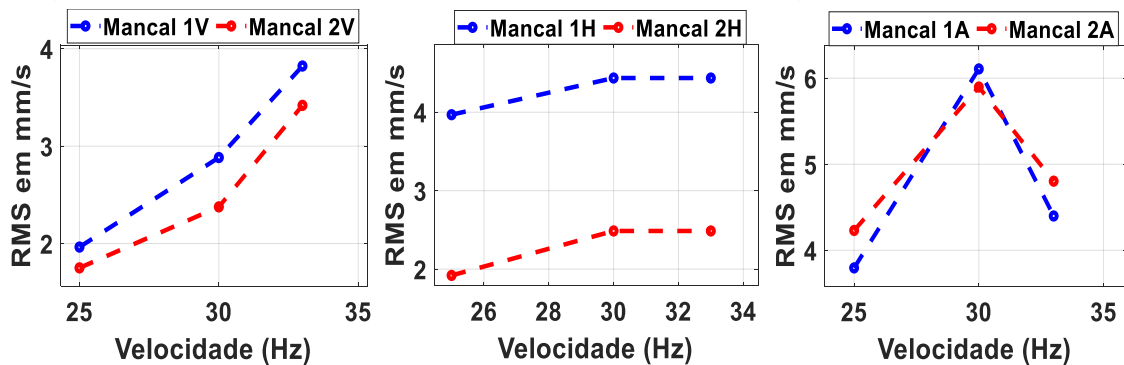
O sinal sem defeito foi extraído colocando o acelerômetro na direção horizontal do mancal 1, com velocidade de 25 RPS. No sinal se observa que nenhuma harmônica da velocidade de rotação (25 Hz) aparece, destacando apenas uma alta amplitude, na frequência de 17 Hz, devido a ser o primeiro modo de vibrar da bancada.

4.2 DESBALANCEAMENTO APLICADO EM UM EIXO

O segundo ensaio foi realizado com o desbalanceamento do primeiro eixo, aplicando uma massa de 50 gramas de parafuso e porcas no disco desbalanceador. O teste é realizado com as correias retiradas, para verificar o comportamento do desbalanceamento sem a influência de seu segundo eixo.

A análise dos valores do RMS, calculados para três velocidades dos dois mancais, são apresentados na Fig. 15. Nos resultados se observa que destaca o maior valor na direção axial nos dois mancais medidos.

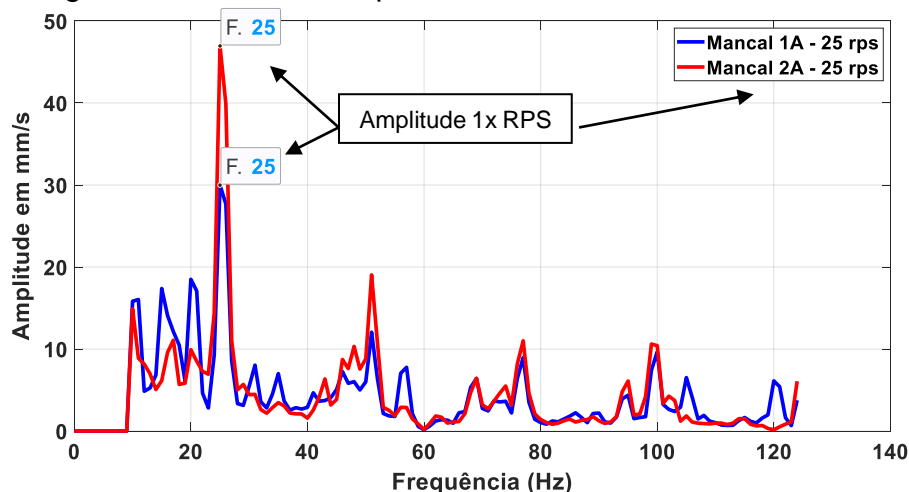
Figura 15: Valores em RMS do mancal 1 em todos os graus de liberdade.



Fonte: Do autor (2021).

Os maiores valores de RMS, induzem a examinar os espectros dos sinais da velocidade na direção axial, na rotação de 25, 30 e 33 RPS. A Fig. 16 mostra um pico alto de amplitudes na frequência de 25 Hz na rotação de 25 RPS.

Figura 16: Sinais de amplitude da velocidade no mancal 1A.



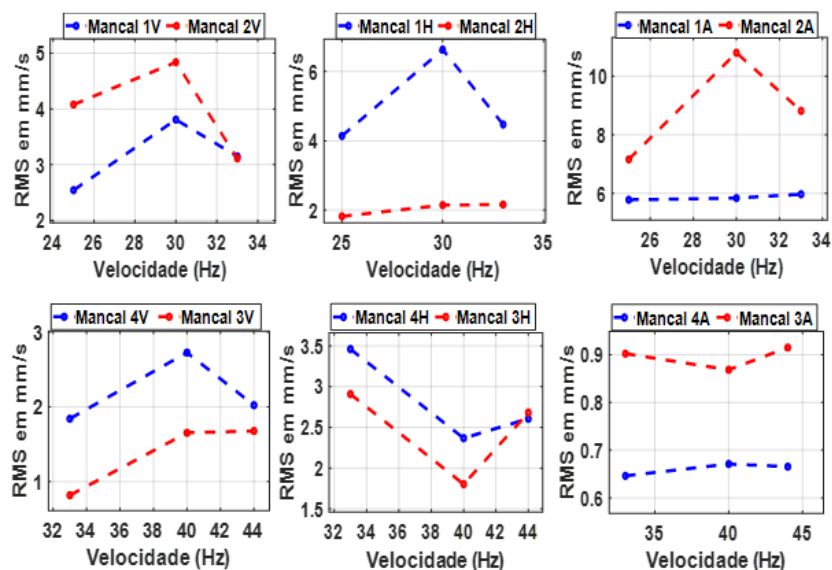
Fonte: Do autor (2021).

Segundo a Tab. 2, corresponde ao desbalanceamento estático, o pico de amplitude de 50 mm/s, na velocidade de rotação do eixo. Este resultado confirma a informação de ter um pico na posição axial em 1x RPS da velocidade nominal do eixo. Também se observa outros picos harmônicos menores, provavelmente corresponde à imprecisão de desalinhamento do eixo com o acoplamento.

4.3 DESBALANCEAMENTO APLICADO NOS DOIS EIXOS

O terceiro ensaio realizado, é o desbalanceamento da bancada com os dois eixos trabalhando, apresentando ambos uma massa de 30 gramas de desbalanceamento. A Fig. 17 apresenta os resultados de RMS para os dois eixos, nas direções axial (A), radial vertical (V) e radial horizontal (H).

Figura 17: Valores em RMS dos mancais em todos os graus de liberdade.

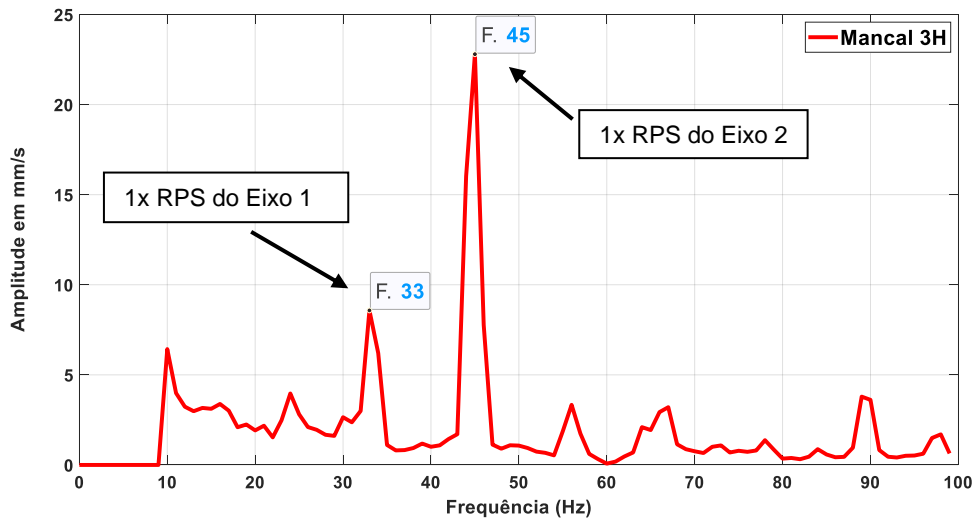


Fonte: Do autor (2021).

O valor do RMS que mais se destacou no primeiro eixo foi na direção axial e no segundo eixo foi a direção horizontal. Com estes resultados, realizou-se a análise de espectro de sinal, nos graus de liberdade com maior amplitude, obtendo o melhor sinal na direção horizontal do mancal 3, em 33 Hz no primeiro eixo e 45 Hz no segundo eixo.

A Fig. 18 observa-se que destaca o pico de 1x RPS do eixo 1 e do eixo 2, padrão típico de desbalanceamento conforme a Tab. 2.

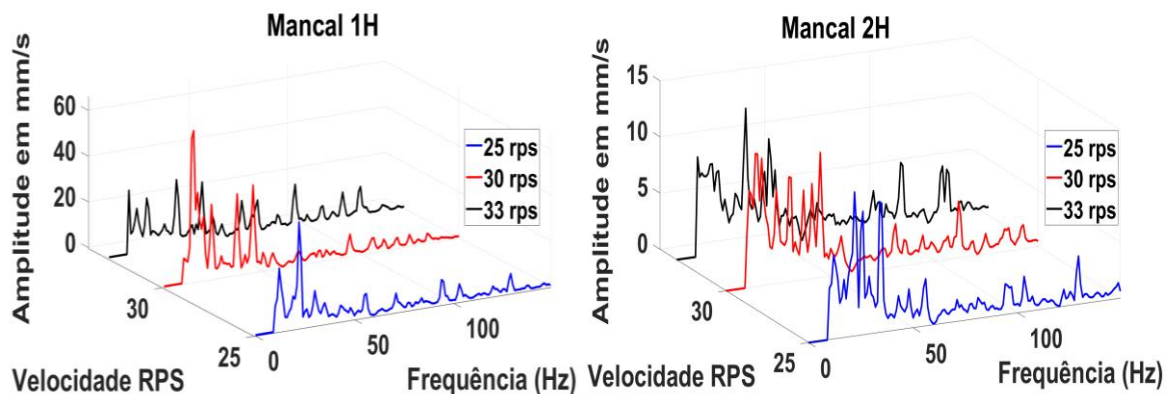
Figura 18: Sinais de amplitude da velocidade média mancal 3H.



Fonte: Do autor (2021).

Nesse teste foi observado que as maiores amplitudes dos sinais se predominam na velocidade de 30 RPS de cada mancal, conforme mostra a Fig. 19.

Figura 19: Sinais de amplitude da velocidade média dos mancais 1H e 2H.



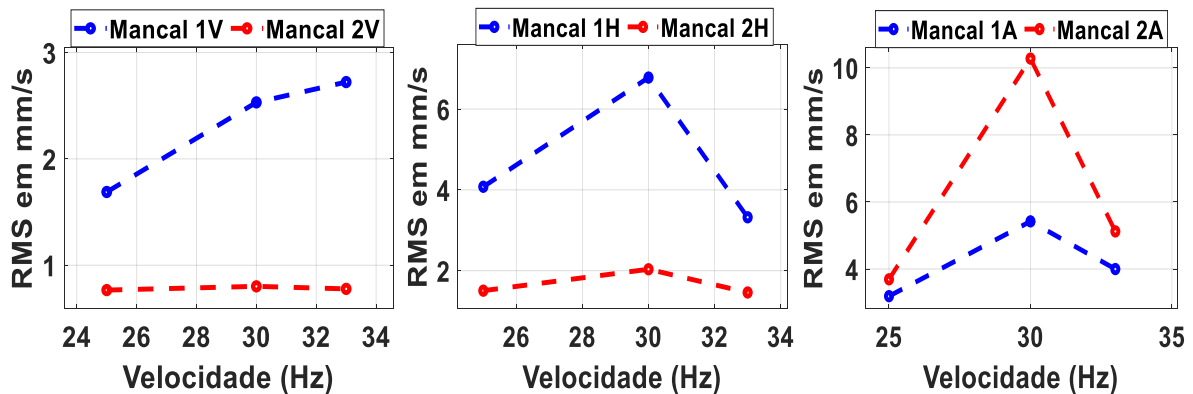
Fonte: Do autor (2021).

4.4 DESALINHAMENTO APLICADO NO EIXO

O quarto ensaio foi realizado aplicando o desalinhamento apenas a um eixo, neste caso foi desalinhando o eixo que está acoplado ao motor elétrico.

A Fig. 20 apresenta os valores de RMS calculados para os dois eixos. Nestes resultados, o valor do RMS com eixo desalinhado que mais se destacou, foi na direção axial, seguido da direção horizontal.

Figura 20: Valores em RMS do mancal 1 e 2 em todos os graus de liberdade.

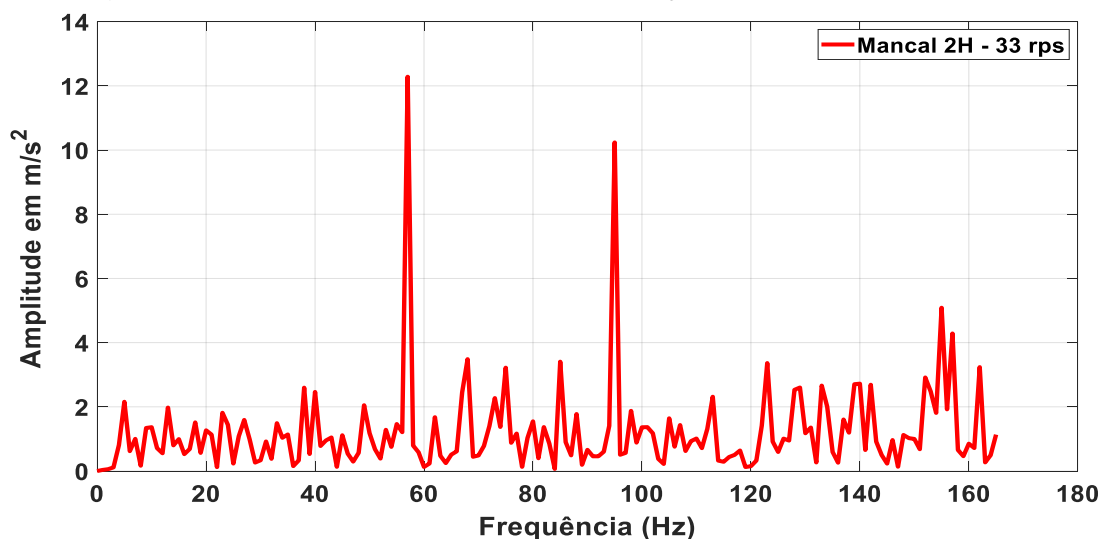


Fonte: Do autor (2021).

Na análise dos sinais no domínio da frequência, foi observado que nenhum ponto apresentou sinais claros de desalinhamento como o indica a Tab. 3. Isto estimulou a processar novamente os sinais na análise no domínio da aceleração, a fim de melhorar a identificação de seus picos e harmônicas.

A Fig. 21 mostra as amplitudes de aceleração no domínio da frequência. O melhor sinal processado foi na direção horizontal do mancal 2, na velocidade de 33 RPS, confirmando que o desalinhamento foi de intensidade baixa, impedindo de excitar suas harmônicas

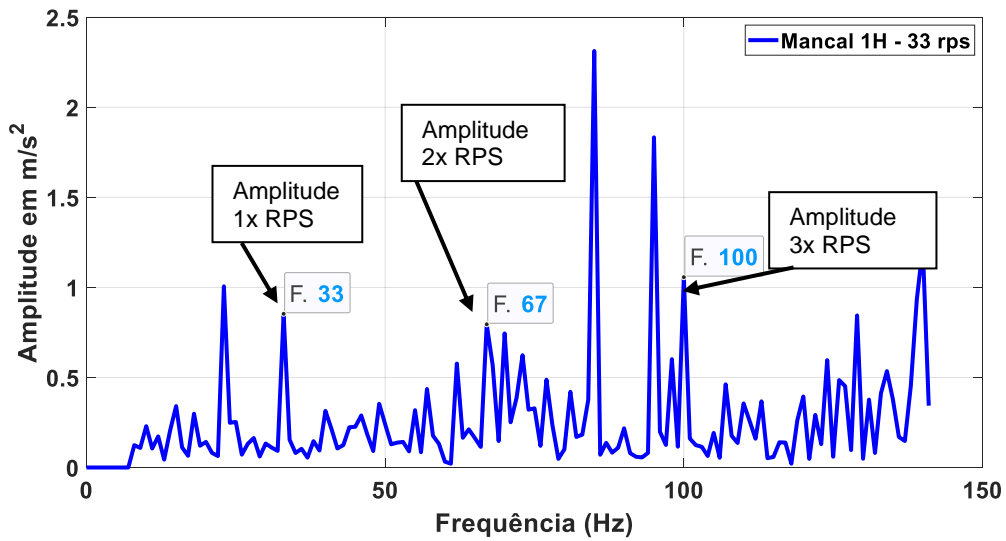
Figura 21: Sinais de amplitude da aceleração média no mancal 2H.



Fonte: Do autor (2021).

Na Fig. 22, apresenta-se o espectro de sinal do mancal 1, na direção horizontal, com velocidade de 33 RPS, é notável a formação dos picos de 1x RPS e de suas harmônicas.

Figura 22: Sinais de amplitude da aceleração média no mancal 1H.



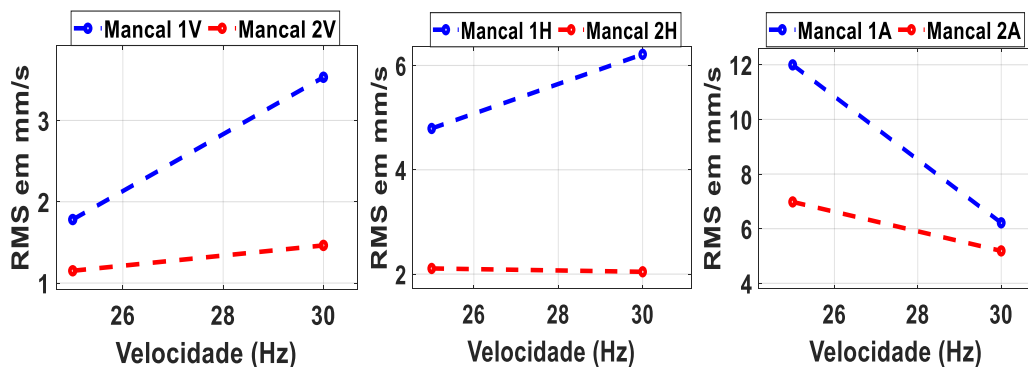
Fonte: Do autor (2021).

O desalinhamento aplicado no eixo e nas polias, mostraram que o defeito aplicado se mostra prematuro. Biesek Júnior (2017), afirma que o defeito de desalinhamento é dificilmente ocasionado no equipamento de forma isolada, e outro aspecto que impossibilitou a falha de desalinhamento angular, foi a elevada tolerância que o acoplamento tolera, impedindo alterações significativas no auto espectro.

4.5 DESALINHAMENTO APLICADO NAS POLIAS

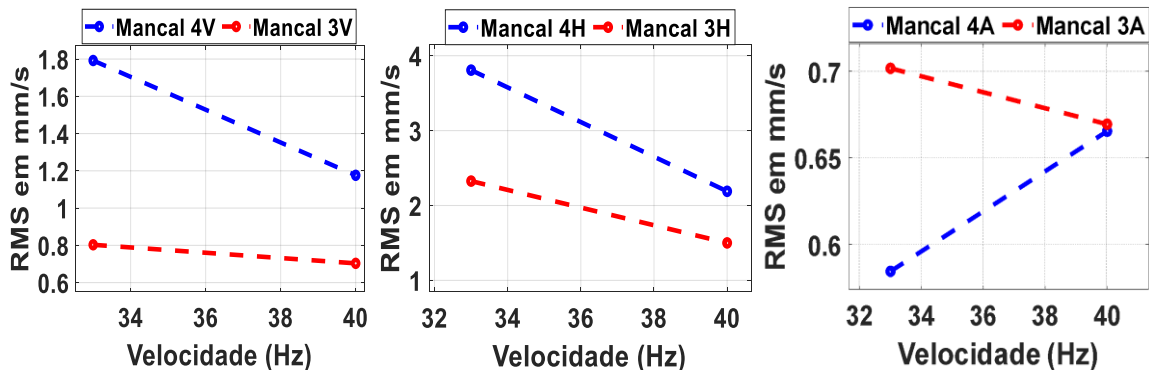
O quarto ensaio consistiu em desalinhar as polias de ambos os eixos, depois foi observado a resposta dessa ação. A Fig. 23 apresenta os valores em RMS do mancal 1 e 2, enquanto a Fig. 24 apresenta os valores RMS da polia do eixo 2.

Figura 23: Valores em RMS dos mancais 1 e 2 em todos os graus de liberdade.



Fonte: Do autor (2021).

Figura 24: Valores em RMS dos mancais 3 e 4 em todos os graus de liberdade.

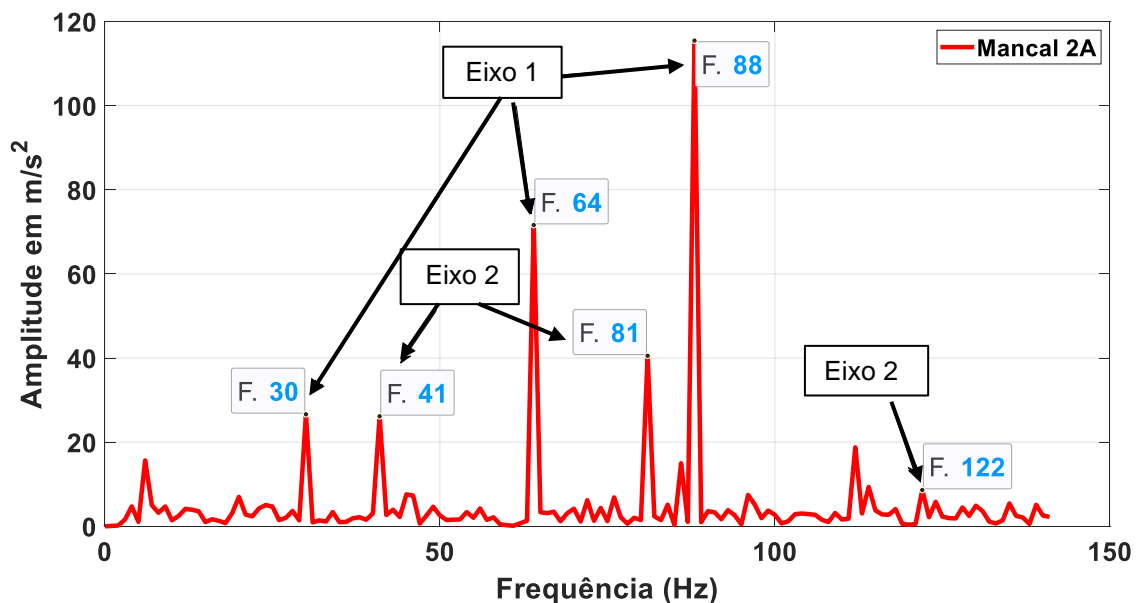


Fonte: Do autor (2021).

Com base nos resultados de RMS, foram examinados os sinais com maiores valores, selecionando-se a velocidade de 30 RPS no primeiro eixo. A relação de polias incrementa a velocidade do segundo eixo a 40 RPS.

Na Fig.25 se mostra o sinal de aceleração do eixo desalinhado, nesta se observa um notável pico a 1xRPS, 2xRPS e 3xRPS da rotação do eixo 1 e 2, com a coleta no mancal 2 na direção axial.

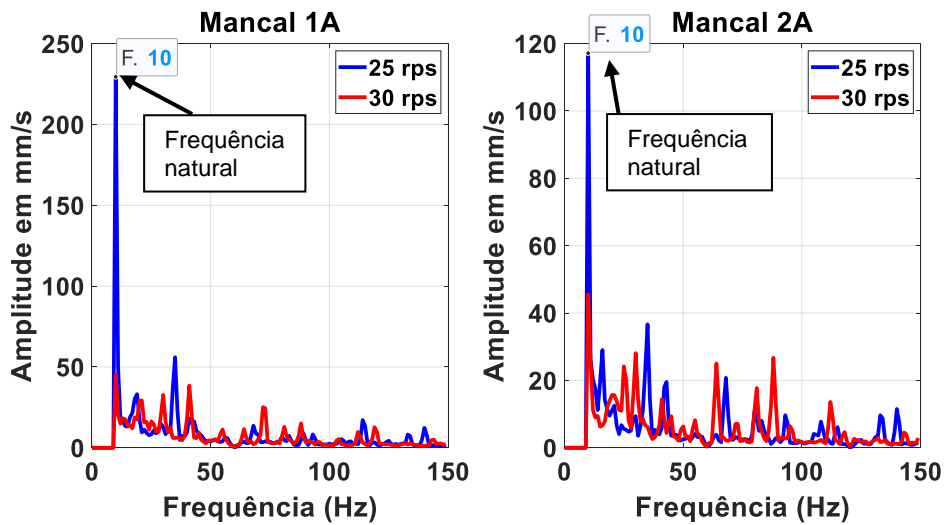
Figura 25: Sinais de Amplitude da Aceleração média do mancal 2A.



Fonte: Do autor (2021).

Conforme o valor em RMS, o sinal na direção axial tem maior amplitude no mancal 1 com a velocidade de 25 Hz, entretanto esse valor extremo pode ser provocado pela frequência natural de 10 Hz, conforme se mostra a Fig. 26.

Figura 26: Sinais de amplitude da velocidade do mancal 1A e 2A.

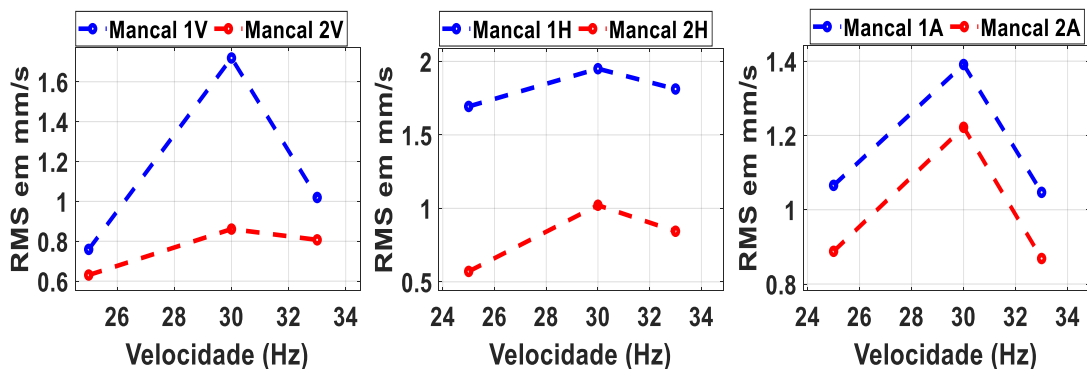


Fonte: Do autor (2021).

4.6 FOLGA MECÂNICA APLICADA

No último ensaio, foi executada a folga mecânica na bancada, deixando o segundo eixo livre para apenas analisar o comportamento no primeiro eixo. A folga mecânica aplicada foi a do tipo B, afrouxando os dois parafusos do mancal 2. O valor do RMS que mais se destacou nessa análise foi na direção horizontal, como se observa na Fig. 27.

Figura 27: Sinais de amplitude da velocidade do mancal 1 e 2.

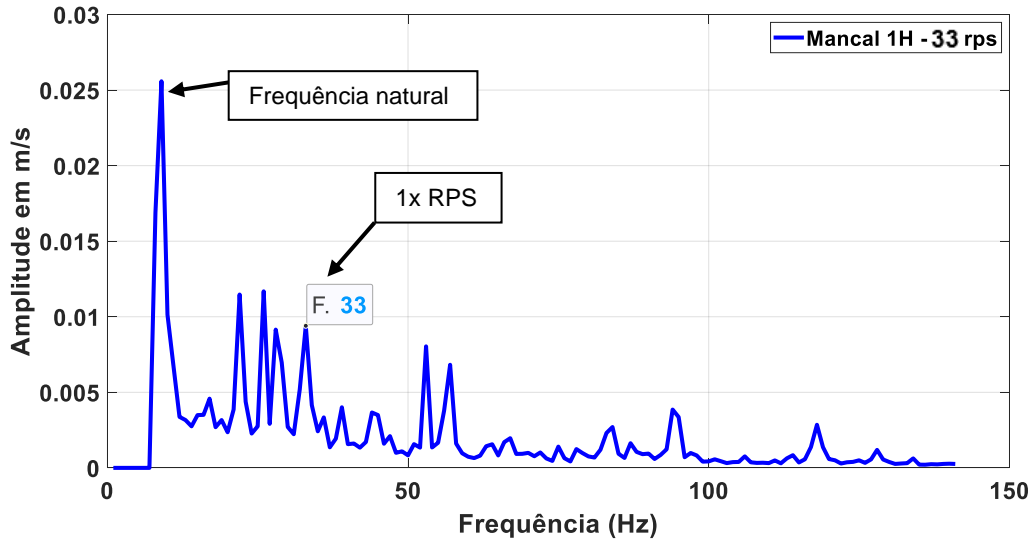


Fonte: Do autor (2021).

Conforme o valor em RMS, o sinal na direção horizontal teve a maior amplitude no mancal 1H com a velocidade de 33 RPS, entretanto esse valor extremo

foi provocado por novamente pelo módulo de vibrar na frequência de 10 Hz, conforme se mostra na Fig. 28.

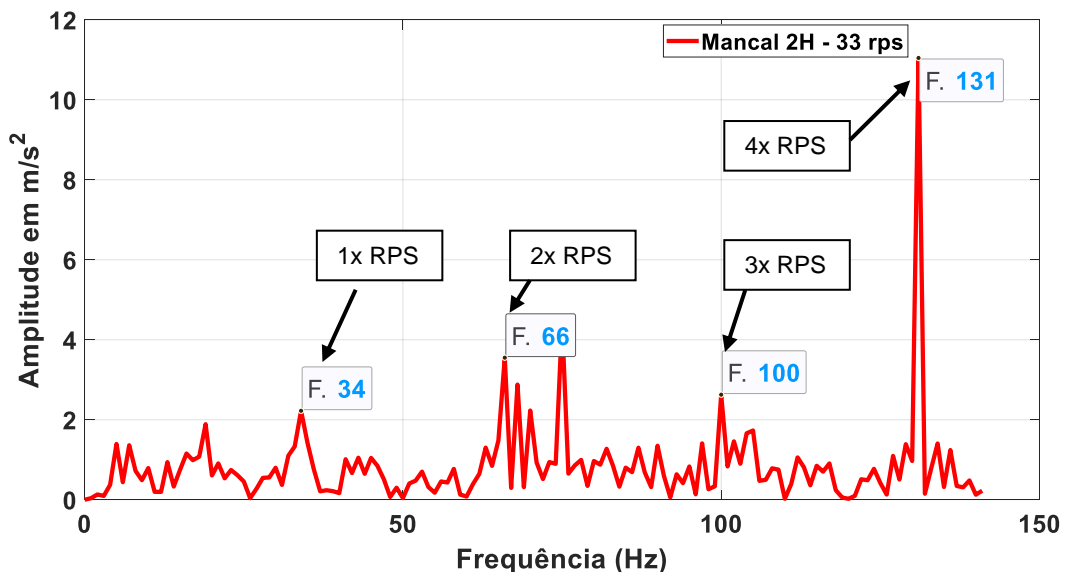
Figura 28: Sinais de amplitude da velocidade no mancal 1H.



Fonte: Do autor (2021).

A Fig. 29 apresenta a vibração do mancal 2H com a velocidade de 33 RPS, cujo ensaio foi realizado com afrouxamento dos parafusos de fixação. É notável harmônicas de 1, 2, 3 e 4 x RPS da velocidade de rotação nominal. Deste modo se confirma o comportamento de folga mecânica do Tipo B, conforme a Tab. 4.

Figura 29: Sinais de amplitude da velocidade no mancal 2H.



Fonte: Do autor (2021).

5. CONCLUSÃO

A aprendizagem de manutenção preditiva, na parte de detecção de falhas, usando sinais de vibração, requer de capacitação e treinamento, neste trabalho foi proposto uma bancada didática que permita executar ensaios para a aprendizagem deste tema. Na execução foram observados alguns resultados que são:

O desenvolvimento da bancada didática para capacitação de profissionais na área da manutenção preventiva em análises de vibrações, nos temas de falhas por desbalanceamento, soltura mecânica, desalinhamento de eixos e polias, funcionou depois de corrigir algumas imprecisões na usinagem e montagem da bancada. Os valores da frequência natural em 10 e 17 Hz de alguns componentes, influenciaram nos resultados de cálculo de RMS e análises de amplitude no domínio da frequência.

O programa desenvolvido no software LabVIEW® atendeu as expectativas, fazendo a coleta dos dados através do domínio do tempo e frequência, integrando os sinais de aceleração em velocidade no programa. Também foi importante a instalação de sensores que medem a velocidade de rotação.

O registro de dados se apresentou com picos de ruído elétrico que dificultaram a análises de falhas avaliando as amplitudes no domínio da frequência. Foi utilizado o software MATLAB® para melhorar o processamento de dados, filtrando ruídos desnecessários que atrapalham a qualidade do sinal e determinando um sinal médio dos sinais coletados.

Os testes de desbalanceamento, apresentaram sinais características, conforme previsto na literatura, destacando-se um pico em 1x RPS, sendo relacionado sua amplitude com a massa de desbalanceamento.

A folga mecânica aplicada do tipo B, apresentou-se como o prevê a revisão bibliográfica, com vários picos nas harmônicas da velocidade de rotação nominal do eixo. Também foi observado que alguns valores de RMS não detectaram a falha, pois o destaque foi percebido apenas em um grau de liberdade.

Os valores médios absolutos do RMS comprovaram que é uma forma de análise da quantificação da situação de vibração presente no equipamento, porém não de um modo eficaz. Os valores retirados da bancada promovem que o RMS é útil apenas como uma ferramenta auxiliar na análise de amplitudes no domínio da frequência.

A bancada possibilitou o ampliamiento do conhecimento na área de vibrações e manutenção preditiva, estimulando o aprimoramento na instrumentação e de sua importância. Proporcionando o desenvolvimento de programas no software LabVIEW® e no MATLAB® para processamento de dados.

A bancada didática contribuirá na formação dos futuros alunos da engenharia mecânica na matéria de vibrações e acústica, além da capacitação profissional do aluno no ingresso do ramo industrial.

Para futuros trabalhos, aprofundar as análises de defeitos de desbalanceamento, desalinhamento e folga mecânica de forma individual e considerar outros efeitos, como, elasticidade e ressonância, além de utilizar um acoplamento rígido para avaliar os sinais de vibração com o defeito de desalinhamento de eixos.

REFERÊNCIAS

AMORIM, Maurício. **Desenvolvimento de Bancada Didático-Experimental de Baixo Custo para Aplicações em Controle Ativo de Vibrações**. São Paulo, 2006.

ARCO-VERDE, Melquesedeque Melo. **Identificação de falhas em sistemas rotativos empregando técnicas não-lineares**. 2008. Tese de Doutorado. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro–RJ.

ALMEIDA, Luis Fernando. **Redes neurais artificiais aplicadas à manutenção baseada na condição**. Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

BEKOSKI, Jordan Chan. **Desenvolvimento de uma bancada didática para estudos de defeitos em correias e desalinhamento entre polias**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

BENEVENUTI, Érion de Lima. **Metodologia para monitoração e diagnóstico de vibração das bombas moto-operadas do circuito primário de refrigeração do reator IEA-R1**. São Paulo, 2004.

BIESEK JÚNIOR, Luís Carlos. **Detecção de desalinhamento por análise de vibração**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2017.

COELHO, Gabriel Angelo Tancredi. **Balanceamento dinâmico de um simulador de máquinas rotativas**. Projeto de Graduação. Escola Politécnica Engenharia Naval e Oceânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2013

FERRAZ, Ú. B. **Simulador de falhas mecânicas para bancada de análise de vibrações**. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, p. 101. 2013.

GERALDI, Geovani. **Análise de vibração das moto-bombas de refrigeração dos geradores elétricos de ITAIPU**. Medianeira, 2015.

GONZALEZ, F. G. and Davis, W. J. **A simulation-based controller for a flexible manufacturing cell**. In Proceedings of the 1997 Winter Simulation Conference, volume 4, pages 3642 – 3647, 1997.

HOLANDA, Sandra Maria Santos. **Aplicação da Manutenção preditiva por análise de vibrações em equipamentos de trens urbanos com plano de manutenção proposto**. UFPE, Recife, 2016.

ISO 10816-1. **Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts**, 1995.

ISO 1940-1. **Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state**, 2003.

JUNIOR, Joe Luiz Rossdeutscher. **Análise de vibrações em rolamentos industriais**. UNIFACVEST, Lages, 2018.

LIMA, Israel Antonio Macedo. **Proposição de uma bancada didática para análise de vibração em manutenção preditiva**. Brasília, 2014.

NASCIMENTO, Bruna. **Análise de vibração em máquinas industriais: Aprenda a analisar e a diagnosticar falhas**. Edição Kindle, 2019.

RAO, S. Singiresu. **Vibrações Mecânicas**. Pearson Prentice Hall, Quarta Edição, São Paulo, 2009.

SÁ, Mauro. **CURSO DE VIBRAÇÕES**, PETROBRAS/E&PBC/GELOG/GEOFI/GMAN, MACAÉ-RJ 2000.

SCHEFFER, C.; GIRDHAR, P. **Practical Machinery vibration analysis and predicce maintenance**. Burlington: Newnes, 2004.

SKF. **ALINHAMENTO DE POLIAS**. Disponível em:
<<http://www.skf.com/br/products/maintenance-products/alignment-tools/belt-alignment-tools/info.html>> Acesso em: 27/04/2021.

Agradecimentos

Agradeço a minha família por todo apoio no ingresso na faculdade e em todas as dificuldades que passei. Agradeço o meu orientador Elvys Isaias Mercado Curi que ajudou no entendimento do assunto, construção da bancada e auxílio para a conclusão do curso. Agradeço também ao bolsista Lucas Januário da Silva do laboratório LAVITRI que ajudou na instrumentação da bancada.