

Desenvolvimento de um módulo didático para estudo de desalinhamento de eixos

Development of a didactic module to study axis misalignment

Ricardo Humberto de Oliveira Filho¹, Paulo Balduino Flabes Neto², Gabriel Neves Ferenzini³, Matheus Stambassi Melo e Parreira⁴

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um módulo didático para simulação da detecção de desalinhamento de eixos em máquinas rotativas, com o objetivo de estudar os efeitos do desalinhamento sobre as vibrações mecânicas geradas no sistema. O módulo foi construído em uma bancada de alumínio, contendo eixos acoplados e mancais fixos em bases fixas e bases móveis, possibilitando a simulação de diferentes tipos de desalinhamento: angular, paralelo e combinado. A detecção foi feita por meio de análise de vibração, utilizando acelerômetros e a Transformada Rápida de Fourier (FFT), o que permitiu identificar padrões de vibração específicos para cada tipo de desalinhamento. O sistema também incluiu a implementação de alarmes baseados na metodologia de avaliação 3dB para sinalizar níveis críticos de desalinhamento. Os resultados mostraram que o desalinhamento afeta diretamente as amplitudes das vibrações na primeira e segunda harmônicas, validando a eficácia do método de detecção proposto e contribuindo para o ensino de manutenção preditiva e diagnóstico de falhas em sistemas rotativos.

Palavras-chave: módulo didático. desalinhamento de eixos. máquinas rotativas. análise de vibração.

ABSTRACT

This paper presents the development of a didactic module for simulating the detection of shaft misalignment in rotating machines, intending to study the effects of misalignment on the vibrations generated in the system. The module was built on an aluminum bench, consisting of coupled shafts and bearings mounted on both fixed and movable bases, allowing the simulation of distinct types of misalignments: angular, parallel, and combined. Detection was conducted through vibration analysis, using accelerometers and the Fast Fourier Transform (FFT), which enabled the identification of specific vibration patterns for each type of misalignment. The system also included the implementation of alarms based on the 3dB evaluation methodology to signal critical misalignment levels. The results showed that misalignment directly affects the vibration amplitudes in the first and second harmonics, validating the effectiveness of the proposed detection method and contributing to the teaching of predictive maintenance and fault diagnosis in rotating systems.

Keywords didactic module. shaft misalignment. rotating machinery. vibration analysis.

¹Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Brasil.

<https://orcid.org/0000-0002-6077-9410>.

ricardo.humberto@ufu.br

²Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Brasil.

<https://orcid.org/0009-0000-7591-4323>

³Graduando em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Brasil.

<https://orcid.org/0009-0002-4708-9519>

⁴Graduando em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Brasil.

<https://orcid.org/0009-0000-7761-3276>

1. INTRODUÇÃO

Uma das causas mais comuns de problemas em equipamentos industriais, e que cada vez mais justifica o investimento em uma manutenção preditiva, é o desalinhamento de eixos. O desalinhamento está presente quando os eixos de duas máquinas acopladas apresentam um deslocamento angular ou paralelo, quando o centro de um dos mancais não está alinhado com os demais, ou ainda quando um dos mancais está inclinado com relação aos demais. (ROSSDEUTSCHER JUNIOR, 2018).

O desalinhamento de eixos é geralmente classificado em três tipos principais: paralelo angular e combinado, como ilustrado na Figura 1.

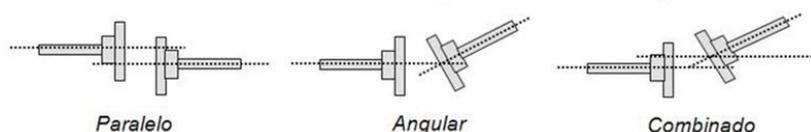


Figura 1. Tipos de Desalinhamento.

Fonte: Adaptado de DA SILVA & DA SILVA, 2021.

O desalinhamento paralelo ocorre quando as linhas centrais dos eixos, que deveriam estar paralelas, estão deslocadas em relação ao centro. Já o desalinhamento angular ocorre quando as linhas de centro de dois eixos se cruzam no ponto de transferência de carga, mas não permanecem paralelas. O desalinhamento combinado é uma combinação dos desalinhamentos paralelo e angular.

O desalinhamento provoca forças de reações nos mancais, eixos e acoplamentos, onde essas forças são transmitidas de forma unidirecional (SZYMON & PIETA, 2011), gerando efeitos secundários, como vibrações excessivas, aquecimento anormal, e um aumento do desgaste dos componentes devido ao atrito.

Para prevenir danos decorrentes do desalinhamento, técnicas de detecção foram desenvolvidas. Algumas das principais técnicas desenvolvidas para avaliação do estado desses componentes mecânicos são análise de vibração, análise de óleo, termografia e ultrassom, os quais podem identificar facilmente alguns fatores que levam a falha do equipamento, sendo eles alteração do nível de vibração, calor, alteração de espessura, trinca e desgaste (SCHEKIERA, 2011).

Dentro das técnicas de preditiva citadas pode-se destacar a análise de vibração como o meio mais utilizado por esse tipo de manutenção. Tendo em vista que esse tipo de análise

fornece dados completos que podem ser coletados periodicamente, ele evita paradas inesperadas e maiores custos para a indústria, visto que se torna possível traçar um plano de ação para corrigir tais problemas (OTANI & MACHADO, 2008). Essa metodologia permite identificar até mesmo o tipo de desalinhamento presente no sistema, fornecendo informações precisas para a correção do problema.

No caso do desalinhamento angular, é comum observar uma vibração axial elevada, especialmente no primeiro harmônico da frequência de rotação do eixo, acompanhada de uma defasagem de 180° nos sinais. Por outro lado, o desalinhamento paralelo tende a se manifestar por meio de vibrações radiais mais intensas, sobretudo no segundo harmônico, que corresponde a $2X$ a frequência de rotação do eixo (SILVA, 2013).

O nível de desalinhamento considerado aceitável é relativo e depende de diversos fatores. No entanto, segundo Brito (2023) e a ISO (2009), uma variação inferior a 3 dB, que corresponde a $2x$ a amplitude na frequência na segunda harmônica, não indica uma mudança significativa no comportamento da máquina em termos de manutenção preditiva ou risco de falha.

Assim, ao combinar o método de detecção de desalinhamento por análise de vibrações com o limite aceitável de amplitude, sugerido por Brito et. al (2023), é possível determinar as condições de operação do equipamento que demandam ou não manutenção, sem a necessidade de interromper seu funcionamento. Com isso, foram definidos limites máximos de amplitude para a primeira e segunda harmônicas visando evitar o funcionamento do equipamento em condições críticas.

Desta forma, o principal objetivo deste trabalho é analisar o comportamento de cada tipo de desalinhamento no sinal de vibração do sistema, além de estabelecer os limites aceitáveis de amplitude para cada condição.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Para a montagem do sistema, foi utilizada uma bancada didática (Figura 3), equipada com trilhos paralelos que permitem a instalação dos componentes utilizando parafusos especiais em forma de T. O princípio de funcionamento do sistema baseia-se em um motor acoplado a um eixo que gera o movimento de rotação necessário para os demais componentes.

Na Figura 3 é possível visualizar o equipamento mostrando a transmissão, o acoplamento dos eixos e a disposição das bases. As polias sincronizadoras utilizadas para

a transmissão de movimento entre os eixos paralelos têm diâmetros externos de 75 e 87 milímetros, com a menor instalada no lado do módulo de desalinhamento (lado direito da bancada), com uma relação de transmissão de 1:1,16. O acionamento do sistema foi feito por um inversor de frequência do modelo CFW 300 Vector Inverter e a rotação utilizada foi de 600 rpm (10 Hz, velocidade fixa), resultando em uma rotação de aproximadamente 696 rpm (11,6 Hz) no módulo onde serão feitas as análises. A transmissão foi feita através de uma correia sincronizadora Dayco 94776 130x200H.

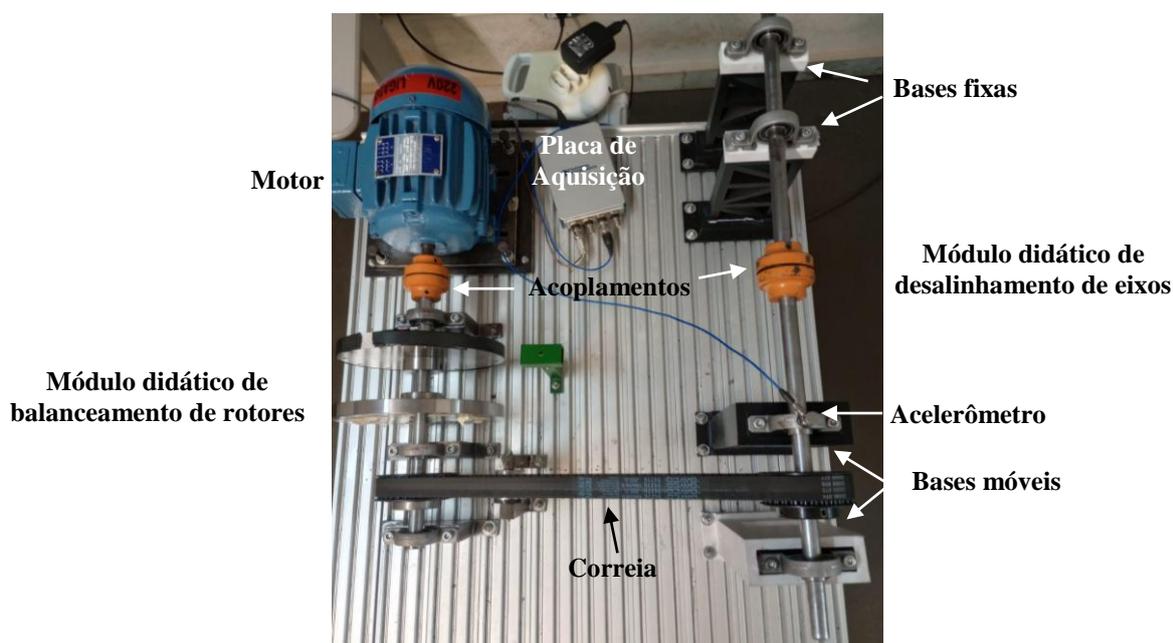


Figura 3. Bancada Didática.

Para o módulo didático de desalinhamento de eixos, foram utilizados dois eixos de 10 mm de diâmetro, ligados por um acoplamento e suportados por mancais de rolamento KP002. Para apoiar os mancais, foram projetados dois tipos de base diferentes, confeccionadas por impressão 3D: uma base fixa (Figura 4 a), destinada a restringir completamente o movimento do eixo, e uma base móvel (Figura 4 b), que permite o movimento vertical, de forma a induzir o desalinhamento.

A base móvel foi projetada com furos oblongos para fixação na bancada, o que permite um ajuste horizontal para um alinhamento mais preciso dos eixos. Além disso, ela possui um sistema de elevação a partir de um parafuso, utilizado para ajustar a altura dos eixos conforme as necessidades experimentais (Figura 4 b).

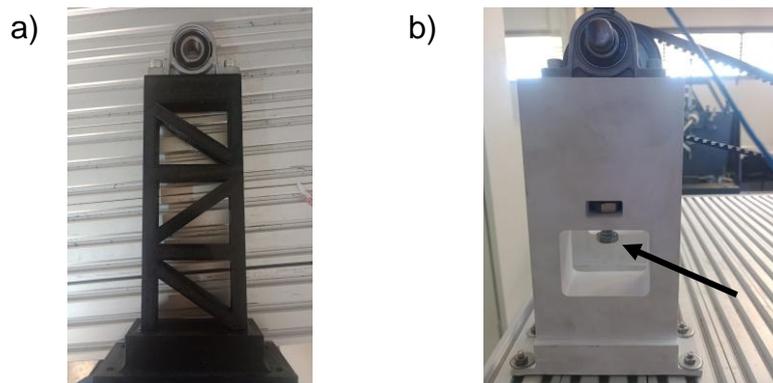


Figura 4. Bases desenvolvidas para o projeto: a) fixa; b) móvel.

Foram utilizadas duas bases de cada tipo: as bases móveis apoiavam o eixo que seria desalinhado e recebia a transmissão, enquanto as bases fixas restringiam o eixo fixo do sistema.

Após a montagem do sistema, foi realizada a análise do espectro da frequência de vibração do sistema inicialmente desalinhado. Em seguida, aplicou-se o método de alinhamento com relógios comparadores para corrigir o desalinhamento e estudar as variações na amplitude do sinal.

Para a coleta desses dados, foi utilizado um acelerômetro PCB Piezotronics® modelo 352C22 e uma placa de aquisição da National Instruments® modelo NI 9234. Os sinais foram adquiridos e processados através de uma programação desenvolvida em MATLAB®. A taxa de amostragem definida foi a máxima da placa de aquisição, de 25.600 Hz, e a duração de cada medição foi de 30 segundos.

Em seguida, determinou-se a posição ideal do acelerômetro para capturar o ponto mais crítico do sistema, instalando o sensor em diferentes mancais. Com base nos espectros de vibração obtidos, o mancal 2 foi escolhido como o mais adequado para as medições, por apresentar a maior amplitude na segunda harmônica da rotação dentre os 4 pontos. A Figura 5 ilustra a numeração dos mancais.

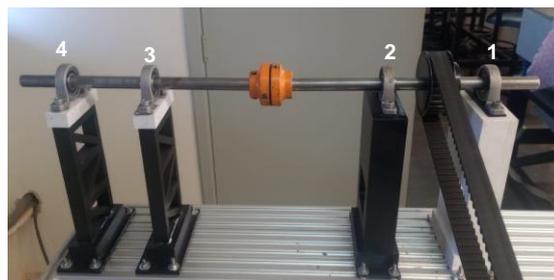


Figura 5. Definição da Posição do Acelerômetro.

Após a confirmação do funcionamento inadequado (desalinhado) do sistema através de dados experimentais, foi necessário garantir que os eixos estavam alinhados entre si. Para isso, foi utilizada a técnica de medição e alinhamento de relógios comparadores pelo método diâmetro-face.

Na Figura 6, os componentes do sistema são numerados e identificados: 1 é o relógio comparador modificado, 2 são os suportes fixadores para eixo-haste, 3 é o suporte fixador para leitura na face do acoplamento, 4 é o suporte fixador para leitura radial/diâmetro do acoplamento, 5 são as hastes de montagem e 6 é o relógio comparador sem modificação. Os eixos foram desacoplados, definindo o eixo esquerdo como móvel e o direito como fixo. Um relógio comparador foi posicionado para medir o alinhamento angular e o outro para medir o alinhamento paralelo, ambos calibrados com a medida zero antes das medições. (DE MORAES JUNIOR; OLIVEIRA FILHO; FLABES NETO; 2024).

Após fixar e calibrar os relógios comparadores, o eixo móvel foi rotacionado em marcas de $0^{\circ}/360^{\circ}$ (0/12 horas), 90° (3 horas), 180° (6 horas) e 270° (9 horas), e as variações nas leituras foram registradas. foram realizadas quatro leituras seguindo o processo descrito anteriormente para garantir precisão.

Os resultados das medições dos relógios indicam o nível de desalinhamento dos eixos e a partir das medidas obtidas, foram realizados cálculos seguindo as Equações 1 e 2 (WOWK, 2000).

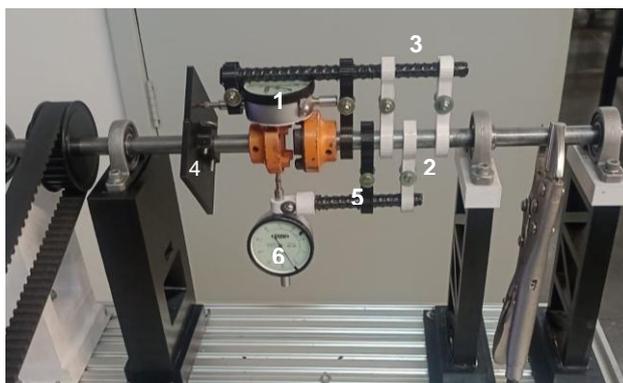


Figura 6. Método de Alinhamento Diâmetro-Face.

Fonte: DE MORAES et. al, 2024.

A Equação 1 retorna o valor de correção do mancal dianteiro, e a Equação 2 o valor de correção do mancal traseiro.

$$F = b_F \frac{B}{D} - \frac{b_R}{2} \quad (1)$$

$$R = b_F \frac{A}{D} - \frac{b_R}{2} \quad (2)$$

onde:

A = Distância do plano de medição até o mancal traseiro;

B = Distância do plano de medição até o mancal dianteiro;

D = Diâmetro de medição do relógio no acoplamento;

b_R = Leitura da borda inferior quando zerada na parte superior;

b_F = Leitura da face inferior quando zerada na parte superior;

Um resultado positivo significa que o mancal precisa ser elevado, já um valor negativo requer que ele seja rebaixado.

Para padronizar a altura do sistema de acordo com as correções feitas pelo método dos relógios comparadores, foram utilizados calços de folhas de alumínio e arruelas. Esses calços permitiram a elevação dos mancais, ajustando o sistema para que ficasse alinhado.

Uma vez alinhados, foi necessária a verificação da amplitude da vibração na primeira e segunda harmônica da frequência de rotação, de modo que fosse definido uma referência para o sistema alinhado.

Para obter o sinal de referência, foram realizadas 5 aquisições de dados. Com base nesses dados, foi calculada a amplitude média das frequências de primeira e segunda harmônica.

A fim de aumentar a confiabilidade da condição de referência, foram realizados mais 5 ensaios. Antes disso, foram realizados testes de situações que poderiam ocorrer ao se utilizar o módulo didático, como o desacoplamento dos eixos, o reaperto das polias e a mudança de posição da bancada. Com esses testes, foram avaliadas se essas condições afetariam a amplitude de desalinhamento medida anteriormente.

A condição de referência para a aplicação da metodologia de avaliação 3dB foi definida com base na média das amplitudes da primeira e segunda harmônica, obtidas nos testes realizados em condições de alinhamento e após simulações. A partir dessa referência ideal, estabeleceram-se limites máximos de amplitude com o dobro (2x) dos valores médios, seguindo a metodologia 3dB (BRITO, 2023). Segundo essa abordagem,

uma variação inferior a 2x o valor da referência não apresenta impacto significativo no comportamento do sistema, sendo considerada dentro dos limites aceitáveis.

Com os limites definidos, foram conduzidas simulações para avaliar o comportamento do sistema em diferentes tipos de desalinhamento. Esses testes permitiram verificar a eficácia dos alarmes em identificar variações críticas no desempenho, validando a abordagem proposta para monitoramento e diagnóstico.

A metodologia utilizada para simulação do desalinhamento consistiu em elevar as bases móveis a alturas específicas, correspondentes a cada um dos três tipos de desalinhamento, seguida da operação do equipamento para coleta dos dados de vibração. O principal objetivo foi determinar a altura máxima de desalinhamento suportada pelo sistema, com base nos alarmes previamente definidos.

Para o teste de desalinhamento angular, a base móvel que representa a parte traseira do sistema (ponto 1 da Figura 5) foi elevada para criar a diferença de altura entre os mancais dianteiro e traseiro. Esse ajuste foi feito apertando o parafuso da base móvel até atingir a altura desejada. Após essa configuração, o sistema foi ativado, e iniciou-se a coleta de dados referentes ao desalinhamento angular.

Para o teste de desalinhamento paralelo, a metodologia adotada iniciou-se com a elevação da base móvel traseira (ponto 1 da Figura 5) até a altura necessária. Em seguida, a base móvel dianteira (ponto 2 da Figura 5) foi elevada à mesma altura da base traseira, mantendo assim a linha de centro entre as duas bases móveis, mas criando uma diferença de altura em relação ao ponto 3 (da Figura 5).

Após o ajuste das alturas, o sistema foi ativado, e a aquisição de dados referente ao desalinhamento paralelo foi iniciada.

Para o teste de desalinhamento misto, a metodologia utilizada iniciou-se com a elevação da base móvel traseira (ponto 1 da Figura 5) até a altura desejada. Em seguida, a base móvel dianteira (ponto 2 da Figura 5) foi elevada a uma altura diferente da base traseira, criando assim uma diferença de altura tanto em relação ao mancal fixo (ponto 3 da Figura 5) quanto entre as linhas de centro dos mancais das bases móveis dianteira e traseira (pontos 2 e 1 da Figura 5). Após o ajuste dessas alturas desiguais, o sistema foi ativado e a coleta de dados referente ao desalinhamento misto foi iniciada.

3. RESULTADOS

Após a montagem completa da bancada, foram feitas medições seguindo a metodologia previamente descrita. Essas medições correspondem aos valores de

amplitude da primeira e segunda harmônica da rotação do sistema na condição inicial (desalinhada). Os valores médios de amplitude encontrados para a primeira e segunda harmônica foram 0,001014 mm/s² e 0,000936 mm/s², respectivamente.

Com a referência do sistema desalinhado estabelecida, iniciou-se o processo de alinhamento utilizando o relógio comparador. As medições foram realizadas para cada relógio conforme seu posicionamento, sendo o deslocamento radial e o de face representados pelos itens 6 e 1, respectivamente, na Figura 6.

As Figuras 7 a) e b) mostram os gráficos com os valores das medições dos relógios comparadores com o sistema desalinhado.

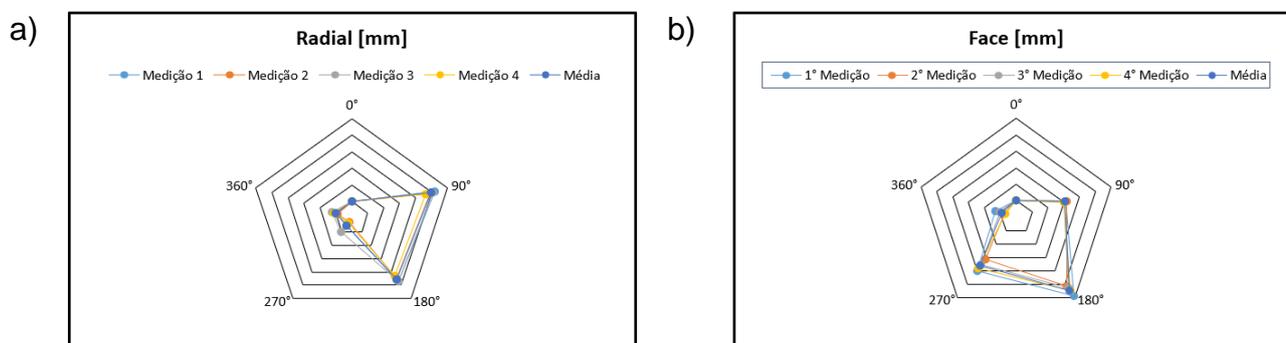


Figura 7. Valores das Medições dos Relógios comparadores: a) Radial; b) Face.

A interpretação do gráfico é feita considerando que o eixo estaria posicionado no centro do pentágono e quanto maior a distância do centro, maior o desvio. Mesmo o sistema de medição possuindo somente 4 pontos (0°/360°, 90°, 180° e 270°), o gráfico apresenta as medições 0° e 360° de forma separada visando conferir o desvio que foi registrado após o relógio percorrer todo o seu percurso e retornar à posição de origem.

Após a coleta das medições, foram calculadas as correções necessárias para cada base móvel (dianteira e traseira), em duas direções: horizontal e vertical. As correções horizontais quando apresentarem sinal positivo (+) serão movimentadas para a esquerda e quando apresentarem sinal negativo serão movimentadas para a direita. Os resultados obtidos estão apresentados nas Figuras 8 a) e b).

a) Correção - Horizontal		b) Correção - Vertical	
Base Dianteira	0,883	Base Dianteira	0,580
Base Traseira	-0,111	Base Traseira	1,405

Figura 8. Valores de Correção: a) Horizontal; b) Vertical.

Com base nos valores obtidos, foram realizadas as correções necessárias utilizando duas arruelas com espessura de 1,5mm (uma para cada pé do mancal traseiro) e 6 calços de folhas de alumínio (espessuras variando de 0,09 a 0,12 mm) para realizar a correção do mancal dianteiro. Após as correções uma nova medição foi feita para confirmar e validar o alinhamento anterior. Os valores obtidos de correção e alinhamento estão presentes nas Figuras 9 a) e b).

Correção - Horizontal	
Base Dianteira	-0,181
Base Traseira	-0,194

Correção - Vertical	
Base Dianteira	-0,120
Base Traseira	0,107

Figura 9. Valores de Correção: a) Horizontal; b) Vertical

Pode-se observar que ainda foram solicitadas correções nos sentidos vertical e horizontal. Os valores de correção horizontal não foram possíveis de executar devido a limitação dos trilhos da bancada, mesmo com furos oblongos nas bases dos mancais, a bancada ainda permaneceu com uma limitação de movimentação no sentido horizontal.

Após confirmar o alinhamento, iniciou-se uma nova coleta de dados, composta por cinco medições, para determinar os valores de amplitude na condição ideal do sistema (alinhado). Os valores médios de amplitude encontrados para a primeira e segunda harmônica foram 0,000454 mm/s² e 0,000392 mm/s², respectivamente.

Ao comparar os valores obtidos antes e depois do alinhamento, observa-se uma redução significativa na amplitude da primeira e da segunda harmônica da rotação do sistema. Esse resultado é esperado, uma vez que o desalinhamento afeta diretamente a amplitude desses harmônicos. Na Figura 10 é possível fazer a comparação entre os espectros nas condições desalinhada (a) e alinhada (b).

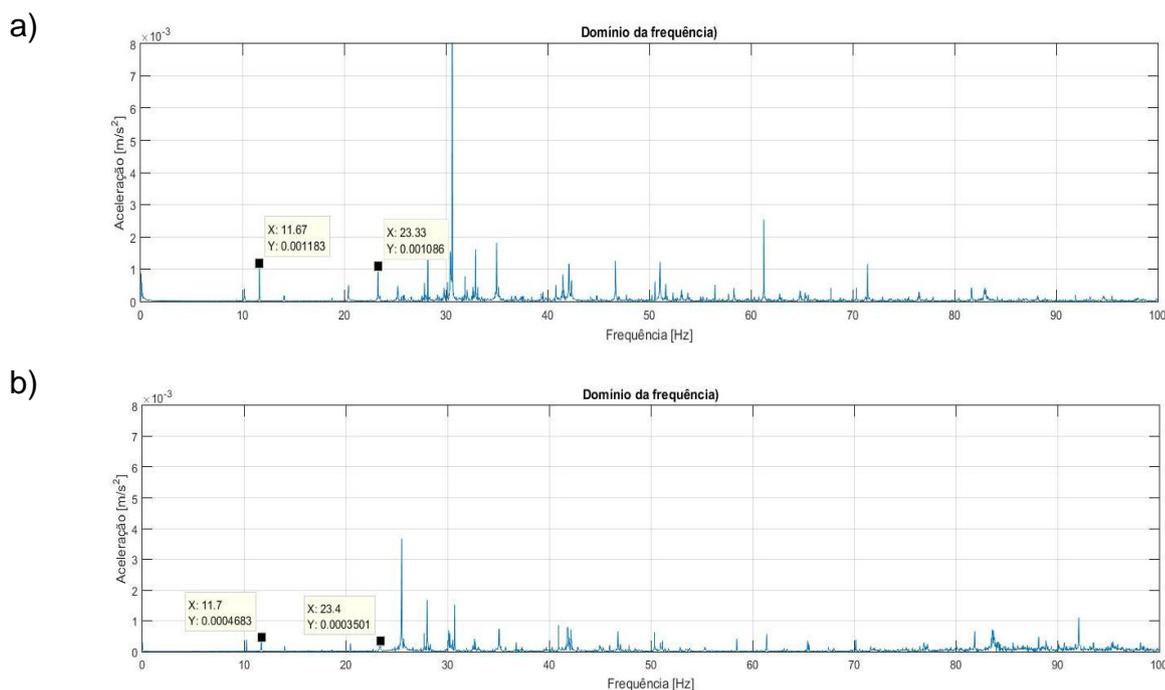


Figura 10. Espectro de frequências do sistema: a) Desalinhado; b) Alinhado

Para a detecção do desalinhamento a partir dos sinais de vibração, foi empregada a metodologia de avaliação de 3dB. No contexto da análise de amplitude, isso significa que uma variação até o valor de 2x (duas vezes) em relação ao valor observado no sistema alinhado (condição ideal) não é considerada significativa para o desempenho do sistema.

Após obter os valores de amplitude para a condição alinhada e para a condição alinhada após as modificações, calculou-se a média desses valores e, ao multiplicar o resultado por 2, foram estabelecidos os limites máximos de amplitude para as harmônicas (primeira e segunda) do sistema. Os valores dos limites serão excedidos quando a amplitude da primeira harmônica ultrapassar 0,000866 mm/s², e a amplitude da segunda harmônica 0,00076 mm/s².

Também foi configurado para que, caso as principais harmônicas (primeira e segunda) ultrapassassem o limite máximo de amplitude estabelecido, o gráfico da resposta ficaria vermelho para demonstrar a irregularidade no sistema. Com os alarmes já definidos, foram forçados os três tipos de desalinhamento para validação do sistema de detecção.

O primeiro teste realizado foi para demonstrar o comportamento do espectro quando imposto um desalinhamento paralelo. O desalinhamento necessário para que o alarme fosse acionado foi de 1,7mm (valor da altura das bases móveis em relação a parte fixa do sistema). A Figura 11 ilustra o resultado dessa simulação.

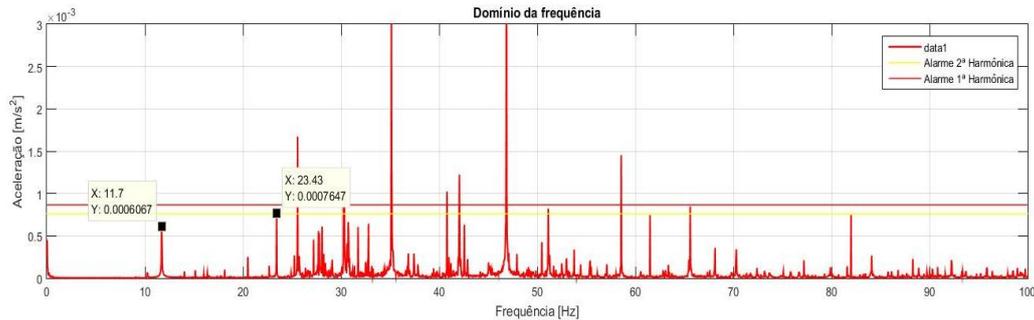


Figura 11. Simulação Alarma Desalinhamento Paralelo

Foi possível observar que ao ser imposto o desalinhamento paralelo, o limite de amplitude que foi ultrapassado foi o referente a segunda harmônica da rotação do sistema. Esse comportamento era esperado pelo fato desse tipo de desalinhamento exercer uma vibração maior no sentido radial do sistema, fazendo com que cause maior efeito na segunda harmônica da frequência de rotação.

O segundo teste foi feito com o objetivo de simular o comportamento do sistema ao ser imposto um desalinhamento angular (com o mesmo objetivo da primeira simulação). O desalinhamento imposto foi de 1,4 mm, altura da base móvel traseira (ponto 1 da Figura 5) em relação à dianteira (ponto 2 da Figura 5) que se encontra no mesmo nível da parte fixa do sistema. É possível ver o resultado desta simulação na Figura 12.

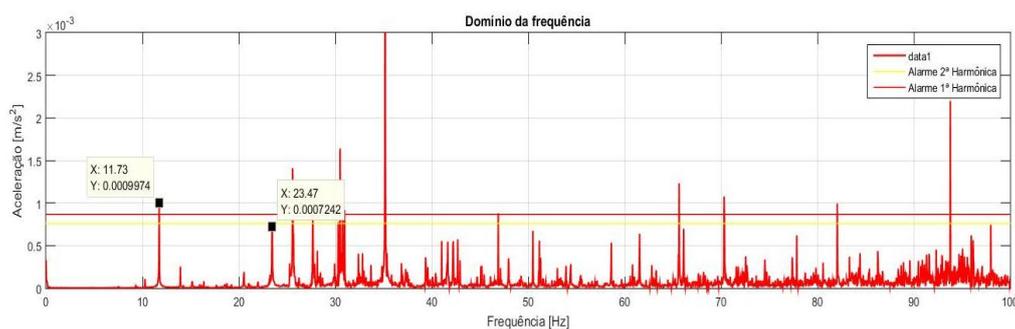


Figura 12. Simulação Alarma Desalinhamento Angular

É possível observar que, diferente do desalinhamento paralelo, o desalinhamento angular atingiu o limite máximo de amplitude por meio da primeira harmônica. Esse comportamento também era esperado, devido ao tipo de vibração causada por esse tipo de desalinhamento, que tem como característica atuar principalmente no sentido axial,

fazendo com que tenha maior influência na primeira harmônica (1x) da rotação do sistema. Esse desalinhamento se mostrou o mais sensível à elevação da base, apresentando uma amplitude maior que as dos demais desalinhamentos com uma imposição menor de diferença de altura.

Por último, foi simulado o desalinhamento combinado. O desalinhamento combinado imposto foi de 1,5 mm de elevação da base móvel dianteira e 3,0 mm da base traseira, esses valores da altura são em relação a parte fixa do sistema. O resultado é mostrado na Figura 13.

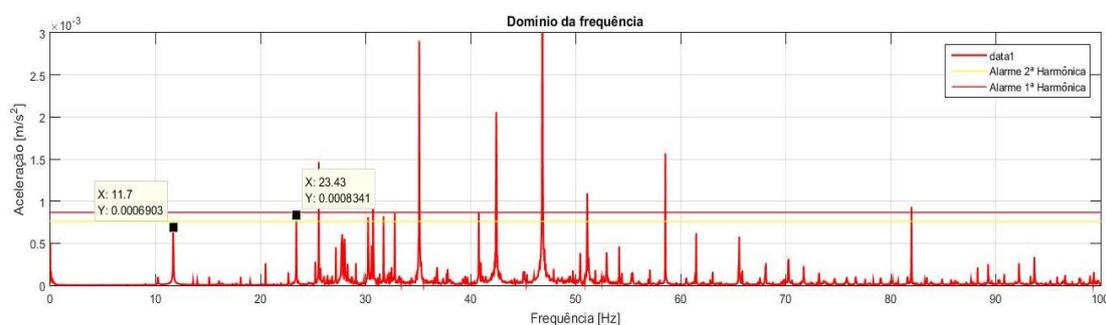


Figura 13. Simulação Alarme Desalinhamento Misto

Pode-se observar que o limite máximo foi ultrapassado pela segunda harmônica, porém a diferença entre as amplitudes das harmônicas da rotação (primeira e segunda) foi baixa, demonstrando que há a presença dos dois tipos de desalinhamento.

Este tipo de desalinhamento apresentou maior resistência em relação ao aumento da amplitude de acordo com a altura. Para conseguir um aumento de nível, foi observado que o aumento da diferença de altura entre a base móvel traseira (ponto 1 da Figura 5) e a base móvel dianteira (ponto 2 da Figura 5) não surtiu grande efeito na amplitude. Já o aumento da altura das bases móveis em relação a parte fixa do sistema (pontos 3 e 4 da Figura 5) surtiu maior efeito para o acionamento do alarme. Esse comportamento pode ser justificado devido ao tipo de mancal utilizado (mancal de rolamento) que permite uma movimentação axial e também pela falta de rigidez da parte fixa do sistema, que em alguns momentos permite uma movimentação do acoplamento mesmo com o sistema bem fixado.

4. DISCUSSÃO

O presente estudo investigou a influência do desalinhamento de eixos em sistemas

rotativos, utilizando uma bancada didática para simulações e medições de vibrações. As análises realizadas demonstraram a relevância do entendimento do desalinhamento para o ensino e a formação prática, utilizando a bancada didática como ferramenta principal.

A metodologia aplicada, que inclui o uso de relógios comparadores e análise de vibrações, permitiu identificar diferentes tipos de desalinhamento (paralelo, angular e misto) e seus impactos no comportamento vibracional do sistema. Os resultados evidenciam que o desalinhamento afeta diretamente a amplitude das vibrações, principalmente nas harmônicas da rotação (primeira e segunda), confirmando a eficácia do método de detecção proposto.

A criação dos limites máximos de amplitude baseados na metodologia de 3dB mostrou-se eficiente para monitorar e diagnosticar variações críticas no desempenho do sistema, o que facilita a detecção precoce de problemas e a correção antes que falhas significativas ocorram.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho contribui para o aprimoramento das práticas de ensino da manutenção mecânica, oferecendo uma abordagem prática para o estudo do desalinhamento de eixos, o que pode resultar em maior compreensão dos alunos sobre a importância do alinhamento adequado em sistemas rotativos.

REFERÊNCIAS

BRITO, L. C.; SUSTO, G. A.; BRITO, J. N.; DUARTE, M. A. V. Fault Diagnosis using eXplainable AI: A transfer learning-based approach for rotating machinery exploiting augmented synthetic data. **Expert Systems with Applications**, v. 232, 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957417423013623>. Acessado em 08 de outubro de 2024.

DA SILVA, He. T.; DA SILVA, J. P. F. Aplicação de técnicas avançadas de análise vibracional na manutenção. *In*: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, 2021, **Anais [...]**. Catalão: Universidade Federal de Catalão, 2021. Disponível em: https://files.cercomp.ufg.br/weby/up/1012/o/APLICA%C3%87%C3%83O_DE_T%C3%89CNICAS_AVAN%C3%87ADAS_DE_AN%C3%81LISE_VIBRACIONAL_NA_MANUTEN%C3%87%C3%83O_1.pdf. Acessado em 08 de outubro de 2024.

DE MORAES JÚNIOR, M. J.; OLIVEIRA FILHO, R. H.; FLABES NETO, P. B. Desenvolvimento de um módulo para alinhamento de eixos para uma bancada didática de elementos de máquinas. *In*: XXX CONGRESSO NACIONAL DE ESTUDANTES DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2024, Uberaba. **Anais [...]**. Uberaba: Universidade Federal

do Triângulo Mineiro, 2024. Disponível em:
<http://abcm.org.br/proceedings/view/CRE2024/0127>. Acessado em 08 de outubro de 2024.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 10816-3**: Mechanical vibration — evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts — Part 3. ISO, 2009.

OTANI, M.; MACHADO, W. V. A proposta de desenvolvimento de gestão da manutenção industrial na busca da excelência ou classe mundial. **Revista Gestão Industrial**, v. 04, n. 02, p. 10 – 16, 2008. Disponível em:
<https://periodicos.utfpr.edu.br/revistagi/article/view/16>. Acessado em 08 de outubro de 2024.

ROSSDEUTSCHER JUNIOR, J. L. **Análise de vibração em rolamentos industriais**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Centro Universitário UNIFACVEST, Lages, 2018. Disponível em:
<https://www.unifacvest.edu.br/assets/uploads/files/arquivos/0935b-tcc-joe-luiz-rossdeutscher-junior-eng.-mecanica-2018.pdf>. Acessado em 08 de outubro de 2024.

SCHEKIERA, A. **Engenharia Manutenção Inspeção**. 1. ed. Itapetininga-SP: [s.n], 2011. Disponível em: <https://pt.scribd.com/doc/465342326/EngenhariaMecanica>. Acesso em: 08 de outubro de 2024.

SILVA, D. H. J. **Processamento de Sinais para Monitoramento de Vibrações em Unidades Geradoras Hidrelétricas**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013. Disponível em:
<<https://www.ppgee.ufmg.br/defesas/1001M.PDF>>. Acesso em: 08 de outubro 2024.

SZYMON, A. A.; PIETA, F. **Bancada didática de alinhamento de máquinas rotativas**. 2011. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação de Tecnologia em Manutenção Industrial) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, Paraná, 2011. Disponível em: <https://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/handle/1/15615>. Acessado em 08 de outubro de 2024.

WOWK, V. **Machinery Vibration: Alignment**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 2000.