

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCGMEC
ENGENHARIA MECÂNICA**

**IGOR GUIMARÃES SILVA
LUIZ HENRIQUE NASCIMENTO DE SOUZA**

**ANÁLISE PREDITIVA DE VIBRAÇÕES EM UMA BOMBA
CENTRÍFUGA DO TIPO API BB2**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**RIO DE JANEIRO
2024**

**IGOR GUIMARÃES SILVA
LUIZ HENRIQUE NASCIMENTO DE SOUZA**

**ANÁLISE PREDITIVA DE VIBRAÇÕES EM UMA BOMBA
CENTRÍFUGA DO TIPO API BB2**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do DEMEC, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientadora: Prof. Dr. Tatiane de Campos Chuvás

Coorientador: Prof. Dr. Fernando Ribeiro da Silva

RIO DE JANEIRO

2024

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

S586 Silva, Igor Guimarães
Análise preditiva de vibrações em uma bomba centrífuga do tipo
API BB2 / Igor Guimarães Silva [e] Luiz Henrique Nascimento de
Souza. — 2024.
84f. + anexo : il. (algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2024.

Bibliografia : f. 82-84

Orientador: Tatiane de Campos Chuvas

Coorientador: Fernando Ribeiro da Silva

1. Engenharia de produção. 2. Bombas centrífugas - Vibração.
I. Souza, Luiz Henrique Nascimento de. II. Chuvas, Tatiane de
Campos (Orient.). III. Silva, Fernando Ribeiro da. (Coorient.) IV.
Título.

CDD 670

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

RESUMO

SILVA, Igor Guimarães; DE SOUZA, Luiz Henrique Nascimento. ANÁLISE PREDITIVA DE VIBRAÇÕES EM UMA BOMBA CENTRÍFUGA DO TIPO API BB2. 2024. 99 folhas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2024.

Este trabalho apresenta um estudo de caso sobre a análise preditiva de vibrações em uma bomba centrífuga do tipo API BB2. A análise de vibrações, uma técnica de manutenção preditiva, permite a avaliação e identificação dos modos de falha nos componentes de equipamentos rotativos, além de verificar a taxa de variação das forças dinâmicas geradas. Foram detalhados os principais modos de falha e como esses são identificados em equipamentos rotativos. Os resultados indicaram que os níveis vibratórios da bomba são classificados como insatisfatórios para operações a longo prazo, especialmente quando a bomba opera distante do ponto de melhor eficiência. A análise espectral revelou que os níveis elevados de vibração são causados pela instabilidade de fluxo hidráulico e não por defeitos em componentes. O efeito de amplificação de vibrações, ocorrendo na frequência de defeito na pista interna dos mancais de rolamento, sugere que a bomba pode apresentar falhas em operações prolongadas em pontos de operação que distam do ponto de melhor eficiência.

Palavras-chave: vibrações. manutenção preditiva. equipamento rotativo.

ABSTRACT

SILVA, Igor Guimarães; DE SOUZA, Luiz Henrique Nascimento. PREDICTIVE ANALYSIS OF VIBRATIONS IN API BB2 CENTRIFUGAL PUMP. 2024. 99 pages. Completion of course work – Federal Center of Technological Education – Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2024.

This work presents a case study on the predictive vibration analysis of an API BB2 type centrifugal pump. Vibration analysis, a predictive maintenance technique, allows the evaluation and identification of failure modes in rotating equipment components, as well as the assessment of the variation rate of dynamic forces generated. The principal failure modes and their identification methods in rotating equipment were detailed. The results indicated that the pump's vibration levels are classified as unsatisfactory for long-term operations, particularly when the pump operates away from the best efficiency point. Spectral analysis revealed that the elevated vibration levels are due to hydraulic flow instability rather than component defects. The amplification effect of vibrations, occurring at the defect frequency on the inner raceway of the bearing housings, suggests that the pump may exhibit failures during prolonged operations at conditions deviating from the best efficiency point.

Keywords: vibration. predictive maintenance. rotating equipment.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Campo de emprego das bombas	14
Figura 2 – Rotores fechados e abertos	15
Figura 3 – Principais componentes de uma bomba centrífuga.....	15
Figura 4 – Evolução das expectativas em relação à manutenção industrial	19
Figura 5 – Filosofias de Manutenção	20
Figura 6 – Sistema massa-mola-amortecedor.....	24
Figura 7 – Pêndulo simples	25
Figura 8 – Classificação de vibrações.....	26
Figura 9 – Diagrama de corpo livre do sistema	27
Figura 10 – Exemplo de gráfico de ganho.....	29
Figura 11 – Excitação de base em um sistema massa-mola-amortecedor	30
Figura 12 – Sistema de Rotor com massa excêntrica	32
Figura 13 – Massas desbalanceadas em rotação	33
Figura 14 – Exemplo de acelerômetro.....	36
Figura 15 – Par de probes montados em um rolamento hidrodinâmico	37
Figura 16 – Pontos de medição no alojamento do mancal de rolamento	39
Figura 17 – Pontos de medição no suporte de rolamento	40
Figura 18 – Pontos de medição em máquinas elétricas de pequeno porte	40
Figura 19 – Pontos de medição em motores alternativos.....	41

Figura 20 – Pontos de medição conjuntos de máquinas verticais.....	41
Figura 21 – Forma geral dos critérios de aceitação da velocidade de vibração	43
Figura 22 – Rolamento rígido de esferas com anel de retenção– SKF 6312 NR	48
Figura 23 – Parâmetros dimensionais de um rolamento para cálculo das frequências características	50
Figura 24 – Representação 3D de acelerômetro Bently Nevada 330400.....	53
Figura 25 – Diagrama de espectral de vibração da bomba centrífuga em diferentes pontos de operação (direção horizontal)	56
Figura 26 – Curvas de Performance para o equipamento estudado	58
Figura 27 – Esquemático de uma bomba do tipo API BB2 com os acelerômetros 330400 nas posições de coleta de dados	62
Figura 28 – Ponto operacional da bomba para o dia 25/12/2022.....	65
Figura 29 – Resposta vibracional de amplitude no domínio do tempo para o dia 25/12/2022	66
Figura 30 – Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado acoplado para o dia 25/12/2022	67
Figura 31 – Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado oposto ao acoplado para o dia 25/12/2022	68
Figura 32 – Ponto operacional da bomba para o dia 25/06/2023.....	69
Figura 33 – Resposta vibracional de amplitude no domínio do tempo para o dia 25/06/2023	70
Figura 34 – Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado acoplado para o dia 25/06/2023	71
Figura 35 – Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado oposto ao acoplado para o dia 25/06/2023	72
Figura 36 – Ponto operacional da bomba para o dia 26/11/2023.....	73

Figura 37 – Resposta vibracional de amplitude no domínio do tempo para o dia 26/11/2023	74
Figura 38 – Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado acoplado para o dia 26/11/2023	75
Figura 39 – Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado oposto ao acoplado para o dia 26/11/2023	75
Figura 40 – Respostas dos sensores nos dias selecionados e sua relação com as zonas de aceitação da ISO 10816.....	77

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1 EQUIPAMENTOS ROTATIVOS	11
2.1.1 EQUIPAMENTOS ROTATIVOS MAIS UTILIZADOS NA INDÚSTRIA	12
2.1.2 BOMBAS CENTRÍFUGAS	13
2.1.3 TURBOBOMBAS UTILIZADAS NA INDÚSTRIA	16
2.1.4 MODOS DE FALHAS ASSOCIADOS À BOMBAS CENTRÍFUGAS	17
2.2 MANUTENÇÃO	18
2.2.1 TIPOS DE MANUTENÇÃO	19
2.3 VIBRAÇÕES MECÂNICAS	23
2.3.1 CONCEITOS BÁSICOS	23
2.3.2 GRAUS DE LIBERDADE	25
2.3.4 CLASSIFICAÇÃO DE VIBRAÇÕES	26
2.3.5 VIBRAÇÕES FORÇADAS	27
2.3.6 EXCITAÇÃO DE BASE	29
2.3.7 VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS ROTATIVOS	31
2.4 AQUISIÇÃO E INTERPRETAÇÃO DOS DADOS	34
2.4.1 SENSORES PARA OBTER OS DADOS DE VIBRAÇÃO DE UM SISTEMA ...	35
2.5 ISO10816-1	37
2.5.1 MEDIÇÕES	38
2.5.2 PONTOS DE MEDIÇÃO	38
2.5.3 CRITÉRIOS E ZONAS DE AVALIAÇÃO	42
2.5.4 CRITÉRIOS DE VIBRAÇÃO DE BANDA LARGA POR CLASSE DE MÁQUINAS	44
2.5.5 DEFINIÇÃO DE ALARMS E TRIPS	45
2.6 FREQUÊNCIAS DE PASSAGEM DE PÁS	46
3 METODOLOGIA	47
3.1 MANCAL DE ROLAMENTO	47
3.1.1. ESPECIFICAÇÃO DO MANCAL DE ROLAMENTO	48
3.1.2 FREQUÊNCIAS FUNDAMENTAIS DE DEFEITOS DOS ROLAMENTOS	51
3.2 METODOLOGIA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	52
3.2.1 SENSORIAMENTO E PONTOS IDEAIS DE MEDIÇÃO	53
3.3 METODOLOGIA DE ANÁLISE DAS RESPOSTAS VIBRACIONAIS	54
3.3.1 ANÁLISE DE MEDIDAS R.M.S	55
3.3.2 ANÁLISE ESPECTRAL DE VIBRAÇÕES	55
3.4 OBTENÇÃO DE RESULTADOS E CLASSIFICAÇÃO DO EQUIPAMENTO	56
3.4.1 CURVAS DE PERFORMANCE PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS	57
4 RESULTADOS	60
4.1 PARÂMETROS E MEDIÇÕES	60

4.1.1 PARÂMETROS DA MOTOBOMBA API BB2	60
4.1.2 POSIÇÃO DOS SENSORES	61
4.2 INDICATIVO DOS PONTOS OPERACIONAIS	62
4.3 ANÁLISE DAS RESPOSTAS VIBRACIONAIS	63
4.3.1 RESPOSTAS VIBRACIONAIS NO PRIMEIRO PERÍODO DE MEDIÇÕES	64
4.3.2 RESPOSTAS VIBRACIONAIS NO SEGUNDO PERÍODO DE MEDIÇÕES	68
4.3.3 RESPOSTAS VIBRACIONAIS NO TERCEIRO PERÍODO DE MEDIÇÕES	72
4.4 ANÁLISE FINAL E CLASSIFICAÇÃO SEGUNDO A ISO 10816	76
4.5 RECOMENDAÇÕES PREDITIVAS	77
5 CONCLUSÃO	79
5.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	80
REFERÊNCIAS	82
ANEXO A – Arranjo Geral da Motobomba Centrífuga do tipo API BB2	85
ANEXO B – Desenho técnico de corte da bomba	87
ANEXO C – Esquemático real dos acelerômetros na bomba	89
ANEXO D – Manual do acelerômetro	91

1 INTRODUÇÃO

A manutenção preditiva é uma abordagem moderna e eficiente para garantir a confiabilidade e a longevidade dos equipamentos industriais. Neste contexto, a análise de vibrações surge como uma técnica valiosa, permitindo a avaliação e identificação dos modos de falha nos componentes de equipamentos rotativos, bem como a verificação da taxa de variação das forças dinâmicas geradas.

O objetivo deste trabalho pode ser dividido em:

1. Apresentar o equipamento rotativo estudado, uma bomba centrífuga do tipo API BB2, mostrando seus principais componentes, os tipos mais utilizados na indústria e os principais modos de falha associados à vibrações excessivas;
2. Evidenciar os principais tipos de manutenção conhecidos e detalhar as aplicações da manutenção preditiva, com foco na análise de vibrações, no equipamento estudado;
3. Descrever os fundamentos de engenharia sobre vibrações mecânicas e adentrar no campo de análise de máquinas rotativas;
4. Utilizar as curvas no domínio do tempo e frequência para analisar as respostas vibracionais medidas nos acelerômetros nos pontos de operação indicados;
5. Identificar possíveis causas de níveis de velocidade de vibração insatisfatórios nos pontos de operação pertinentes na curva da bomba, pertencentes às faixas estabelecidas pela norma como preferíveis e aceitáveis;
6. Classificar a condição vibratória do equipamento segundo os padrões estabelecidos pela ISO 10816-1.

Para alcançar esses objetivos, foi realizado um estudo de caso, no qual foram coletadas e analisadas as respostas vibracionais. A partir dos dados coletados, foi possível identificar a origem e criticidade da vibração causada pelos diferentes desvios e propor soluções para a melhorar a condição do equipamento.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 EQUIPAMENTOS ROTATIVOS

Um equipamento rotativo é uma máquina ou dispositivo mecânico que utiliza movimento rotacional contínuo para realizar trabalho, transferir energia ou converter energia mecânica em outras formas de energia. Esses equipamentos são amplamente utilizados em diversos setores industriais, como petroquímico, automotivo, aeroespacial, energia e mineração, desempenhando funções críticas nos processos produtivos.

De acordo com Bently (2003), os equipamentos rotativos podem ser classificados em diversos tipos, como turbinas, compressores, bombas, motores elétricos, geradores e ventiladores. Essas máquinas geralmente possuem componentes como eixos, rolamentos, engrenagens, acoplamentos e vedações, que trabalham em conjunto para garantir o funcionamento adequado do equipamento.

Rao (2009) destaca que a dinâmica dos equipamentos rotativos é um campo de estudo importante, pois a compreensão do comportamento vibracional dessas máquinas é fundamental para garantir sua eficiência, confiabilidade e segurança operacional. A análise de vibrações, por exemplo, é uma técnica amplamente utilizada para identificar e diagnosticar falhas em componentes rotativos, permitindo a implementação de ações corretivas e preventivas.

Tûma (2012) ressalta que a manutenção e monitoramento de equipamentos rotativos são essenciais para garantir a continuidade dos processos industriais e minimizar o risco de falhas catastróficas. Nesse sentido, a aplicação de técnicas de manutenção preditiva, como a análise de vibrações, termografia e análise de óleo, contribui para a otimização da vida útil e desempenho dessas máquinas.

Em resumo, um equipamento rotativo é uma máquina que utiliza movimento rotacional para realizar trabalho e transferir energia, sendo amplamente empregado em diversos setores industriais. A compreensão de sua dinâmica e a aplicação de técnicas de manutenção preditiva são fundamentais para garantir sua eficiência e confiabilidade operacional.

2.1.1 EQUIPAMENTOS ROTATIVOS MAIS UTILIZADOS NA INDÚSTRIA

Esses equipamentos desempenham um papel crucial no funcionamento eficiente das instalações industriais, contribuindo para a produtividade e sucesso das operações. Podem-se destacar os principais como:

1. Motores elétricos: São dispositivos que convertem energia elétrica em energia mecânica por meio do movimento rotacional. São amplamente utilizados para acionar outros equipamentos rotativos, como bombas, compressores e ventiladores;
2. Bombas: São equipamentos que transferem fluidos (líquidos ou gases) de um local para outro, utilizando energia mecânica para gerar pressão e movimento. As bombas podem ser classificadas em diversos tipos, como bombas centrífugas, de deslocamento positivo, entre outras;
3. Compressores: São máquinas que aumentam a pressão de um fluido (geralmente um gás) por meio da redução de seu volume. Os compressores são amplamente utilizados em processos industriais, como na indústria petroquímica, de refrigeração e de ar comprimido;
4. Turbinas: São equipamentos que convertem energia cinética de um fluido (gás ou vapor) em energia mecânica, gerando movimento rotacional. As turbinas são comumente utilizadas na geração de energia elétrica, em motores de aeronaves e em processos industriais que envolvem a produção de vapor;
5. Ventiladores e exaustores: São dispositivos que movimentam o ar ou outros gases por meio de um sistema de pás ou hélices, gerando fluxo e pressão. São utilizados em sistemas de ventilação, refrigeração e controle de poluição do ar;
6. Geradores: São máquinas que convertem energia mecânica em energia elétrica por meio do movimento rotacional. Os geradores são comumente acoplados a turbinas ou motores de combustão interna para fornecer energia elétrica em usinas, instalações industriais e sistemas de emergência;
7. Redutores e engrenagens: São componentes mecânicos que transmitem movimento rotacional e torque entre eixos, permitindo a variação de velocidade

e direção do movimento. São utilizados em diversos equipamentos rotativos para ajustar a velocidade e torque de acordo com as necessidades do processo.

2.1.2 BOMBAS CENTRÍFUGAS

Como dito por Macintyre (1982), bombas são máquinas geratrizes cuja finalidade é realizar o deslocamento de um líquido por escoamento. Sendo uma máquina geratriz, ela transforma o trabalho mecânico que recebe para seu funcionamento em energia, que é comunicada ao líquido sob as formas de energia de pressão e cinética. Alguns autores chamam-nas de máquinas operatrizes hidráulicas porque realizam um trabalho útil específico ao deslocarem um líquido.

Ainda segundo o autor citado acima, o meio de transformação desse trabalho em energia hidráulica e como essa energia é entregue ao líquido de trabalho para aumentar sua pressão e velocidade permitem classificar as bombas em duas principais famílias. E são elas:

1. Bombas de Deslocamento Positivo ou Volumógenas;
2. Turbobombas – também chamadas de Bombas Hidrodinâmicas, Rotodinâmicas ou Dinâmicas.

A primeira família de bombas é utilizada para pressões mais elevadas e vazões relativamente menores, conforme mostrado na Figura 1 onde estão separadas as principais famílias pelas aplicações do mercado.

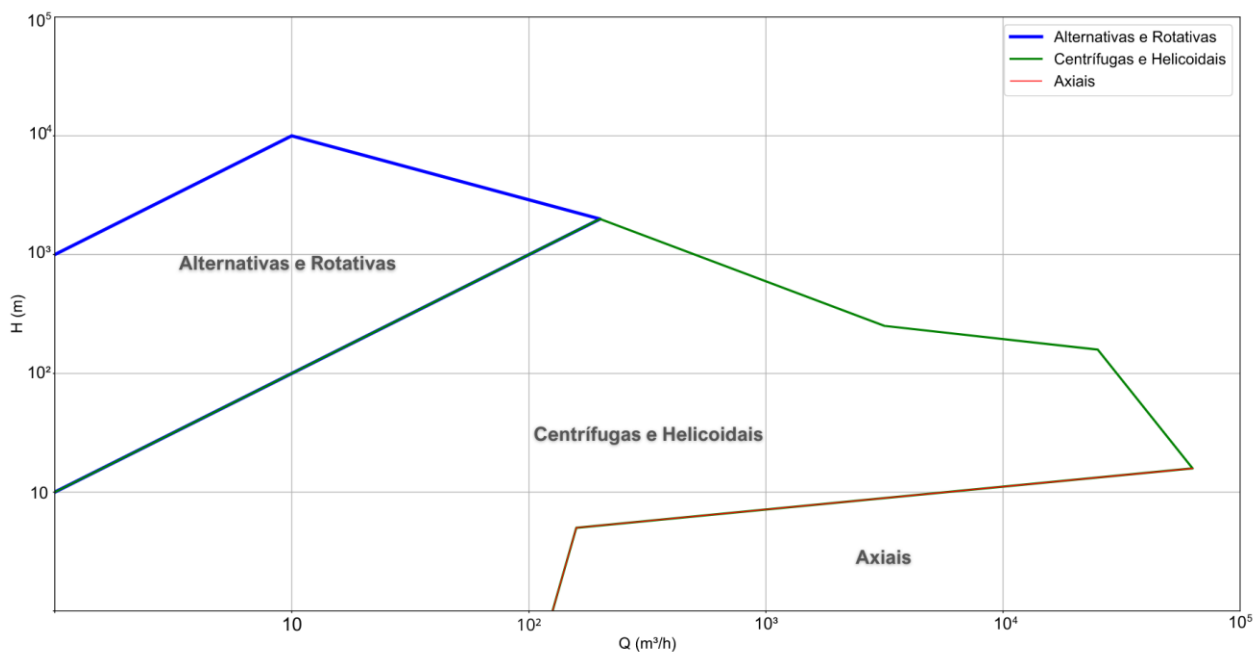


Figura 1 – Campo de emprego das bombas

Fonte: Adaptado de Macintyre, 1982

As turbo-bombas, também chamadas de Bombas Centrífugas, são caracterizadas por possuírem um componente rotatório dotado de pás, chamado de rotor, que exerce sobre o líquido forças que resultam da potência do equipamento acionador. A finalidade desse componente, também chamado de impelidor, é transferir ao fluido energia. Essa energia que é transferida ao fluido pode ser chamada de energia hidráulica que é oriunda da energia de potência recebida pelo impelidor vinda do equipamento acionador. O rotor, ou impelidor, pode ser aberto ou fechado, como mostra a Figura 2, a depender da aplicação da bomba centrífuga em questão.

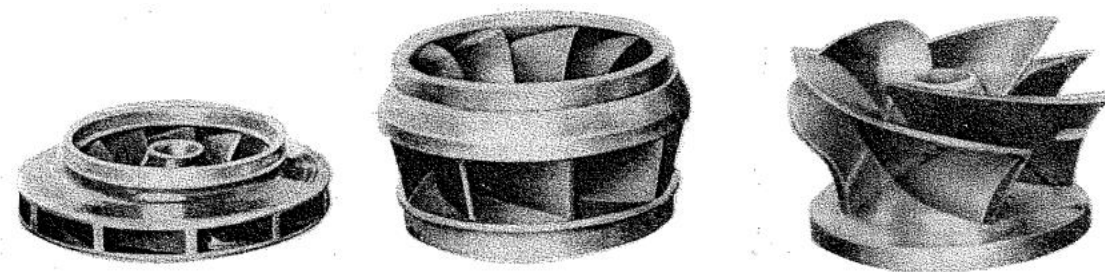


Figura 2 – Rotores fechados e abertos

Fonte: Macintyre, 1982

As bombas centrífugas são caracterizadas também pela necessidade de um componente chamado difusor, onde é feita a transformação da maior parte da energia hidráulica que está em sua maioria como energia cinética, de velocidade no fluido, em energia de pressão. A Figura 3 ilustra esses dois principais componentes numa vista em corte de uma bomba centrífuga.

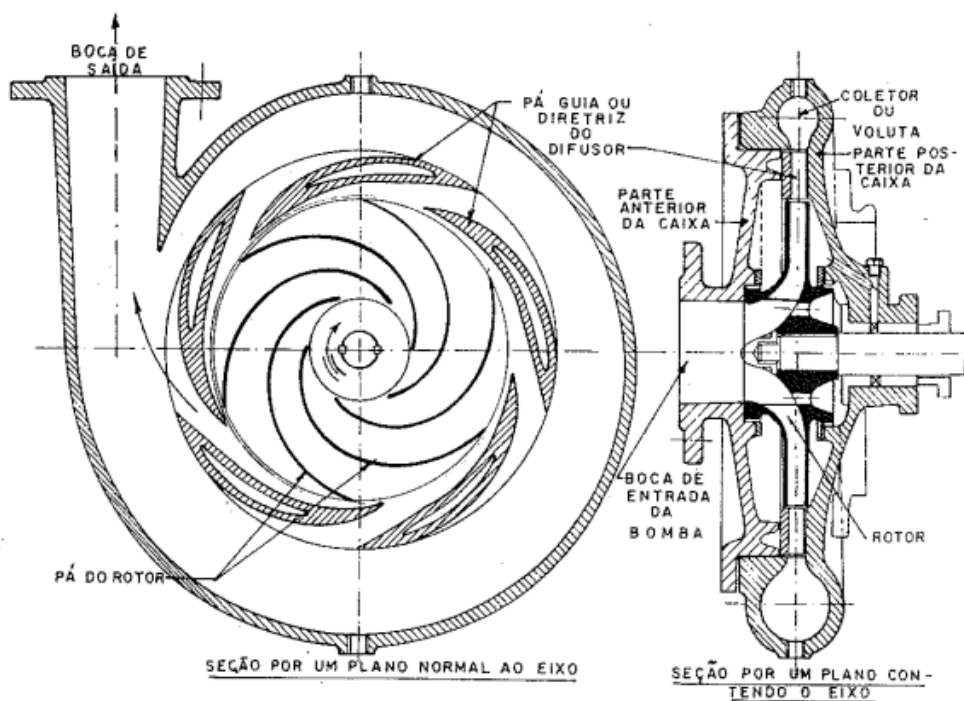


Figura 3 – Principais componentes de uma bomba centrífuga

Fonte: Macintyre, 1982

2.1.3 TURBOBOMBAS UTILIZADAS NA INDÚSTRIA

Visando agregar maior valor ao trabalho, os autores selecionaram o que dita a API – *American Petroleum Institute* – como principais tipos de bomba centrífuga. A API 610 (*American Petroleum Institute Standard 610*) é uma norma amplamente reconhecida que estabelece os requisitos para bombas centrífugas utilizadas em serviços de petróleo, produtos químicos e gás natural. E de acordo com a essa norma, os principais tipos de bombas centrífugas são classificados com base em sua configuração e design. E são eles:

1. Bombas centrífugas de eixo horizontal (OH): Essas bombas possuem um eixo horizontal e são montadas sobre uma base comum com o motor e estão classificadas em quatro subtipos:
 - a. OH1: Bombas de suporte radialmente divididas com suporte de mancal único;
 - b. OH2: Bombas de suporte radialmente divididas com suporte de mancal duplo;
 - c. OH3: Bombas de suporte axialmente divididas com suporte de mancal único e acoplamento direto ao motor;
 - d. OH4: Bombas de suporte axialmente divididas com suporte de mancal duplo e acoplamento direto ao motor;
2. Bombas centrífugas de eixo vertical (VS): Essas bombas possuem um eixo vertical e são projetadas para aplicações em que o espaço é limitado ou a imersão do impulsor no fluido é necessária; e essas estão classificadas em seis subtipos:
 - a. VS1: Bombas de poço profundo com suporte de mancal único;
 - b. VS2: Bombas de poço profundo com suporte de mancal duplo;
 - c. VS3: Bombas de suporte axialmente divididas com suporte de mancal único e acoplamento direto ao motor;
 - d. VS4: Bombas de suporte axialmente divididas com suporte de mancal duplo e acoplamento direto ao motor;
 - e. VS5: Bombas de suporte radialmente divididas com suporte de mancal único e acoplamento direto ao motor;
 - f. VS6: Bombas de suporte radialmente divididas com suporte de mancal duplo e acoplamento direto ao motor.

3. Bombas centrífugas de carcaça bipartida axialmente (BB): Essas bombas possuem uma carcaça dividida axialmente e radialmente e são projetadas para aplicações de alta pressão e alta capacidade, sendo classificadas em três subtipos:
 - a. BB1: Bombas de suporte axialmente divididas com suporte de mancal duplo e acoplamento direto ao motor;
 - b. BB2: Bombas de suporte radialmente divididas com suporte de mancal duplo e acoplamento direto ao motor;
 - c. Bombas centrífugas de carcaça bipartida radialmente (BB3): Essas bombas possuem uma carcaça dividida radialmente e são projetadas para aplicações de alta pressão e alta capacidade.

2.1.4 MODOS DE FALHAS ASSOCIADOS À BOMBAS CENTRÍFUGAS

Os principais modos de falha relacionados a vibrações em turbo bombas são de grande importância, pois podem levar a problemas de desempenho, desgaste prematuro e até falhas catastróficas. Vale descrever para esse trabalho esses principais modos:

Desbalanceamento: O desbalanceamento ocorre quando a distribuição de massa em um rotor não é uniforme, resultando em forças centrífugas desequilibradas durante a rotação. Essas forças podem causar vibrações excessivas e desgaste prematuro dos componentes, como rolamentos e vedações (Bently & Hatch, 2003);

Desalinhamento: O desalinhamento é uma condição em que os eixos de dois componentes acoplados (por exemplo, motor e bomba) não estão colineares. Isso pode resultar em vibrações, desgaste irregular e falhas prematuras nos acoplamentos, rolamentos e vedações (Bently & Hatch, 2003);

Folga: A folga é o espaço livre entre os componentes de um equipamento rotativo, como rolamentos, engrenagens e vedações. A folga excessiva pode causar vibrações, ruído e desgaste prematuro dos componentes, enquanto a folga insuficiente pode resultar em atrito, superaquecimento e falhas (Rao, 2009);

Falta de rigidez mecânica: A falta de rigidez mecânica ocorre quando um componente ou estrutura de suporte de um equipamento rotativo não é suficientemente

rígido para resistir às forças dinâmicas geradas durante a operação. Isso pode resultar em vibrações excessivas, desgaste prematuro e falhas nos componentes (Bently & Hatch, 2003);

Falha de rolamento: As falhas de rolamento são causadas por desgaste, fadiga, contaminação ou lubrificação inadequada. Essas falhas podem resultar em vibrações excessivas, aumento da temperatura e, eventualmente, falha catastrófica do equipamento rotativo (Tuma, 2012);

Cavitação: A cavitação ocorre quando a pressão do fluido na entrada do impulsor cai abaixo da pressão de vapor, formando bolhas de vapor que colapsam quando a pressão aumenta novamente. Esse colapso pode causar vibrações, ruído e erosão no impulsor e na carcaça da bomba (KARASSIK *et al.*, 1986);

Recirculação interna: A recirculação interna ocorre quando parte do fluido bombeado retorna à entrada do impulsor, causando turbulência e vibrações. Isso pode resultar em desgaste prematuro do impulsor e da carcaça da bomba, além de perda de eficiência (GÜLICH, 2020).

Para identificar e diagnosticar esses modos de falha, a análise de vibrações é uma técnica amplamente utilizada. Através da medição e análise das respostas vibracionais de um equipamento rotativo, é possível determinar a origem e a criticidade das vibrações e implementar ações corretivas e preventivas para garantir a confiabilidade e a longevidade do equipamento (Bently & Hatch, 2003).

2.2 MANUTENÇÃO

A notável evolução das técnicas de manutenção nas últimas três décadas é resultado de dois aspectos fundamentais: em primeiro lugar, a crescente complexidade dos equipamentos e suas condições de serviço cada vez mais rigorosas; em segundo lugar, as expectativas em relação aos efeitos de possíveis falhas no que tange aos impactos ambientais e aos usuários. Moubray (1997) classifica a evolução da manutenção ao longo do século XX em três gerações, conforme ilustrado na Figura 4 a seguir.

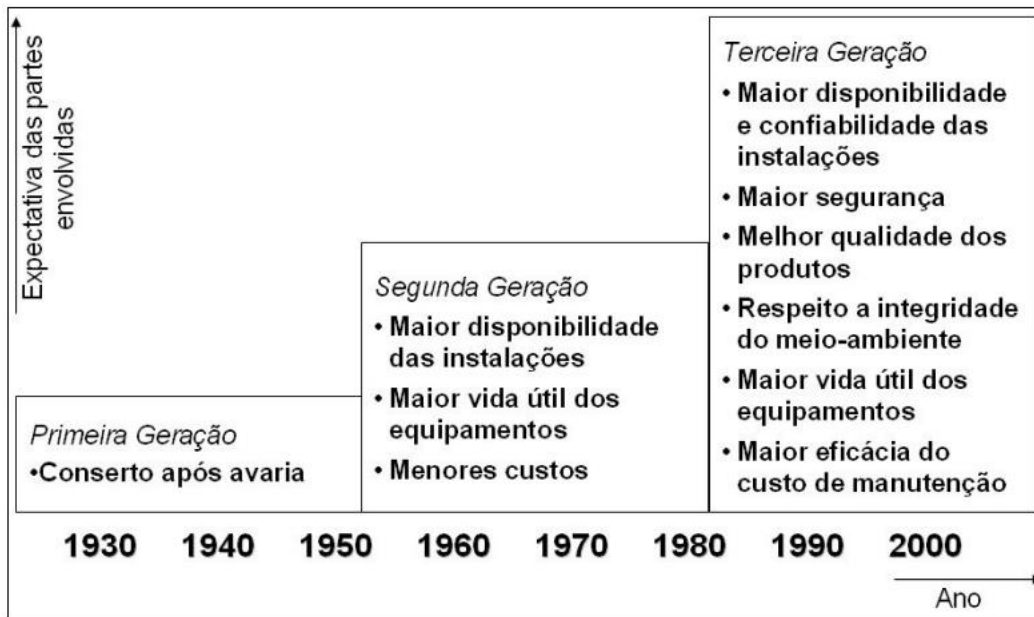


Figura 4 - Evolução das expectativas em relação à manutenção industrial

Fonte: Moubray, 1997

2.2.1 TIPOS DE MANUTENÇÃO

Ao se realizar uma pesquisa sobre as filosofias de manutenção adotadas por diferentes plantas industriais, nota-se muitas semelhanças, apesar das grandes variações na natureza de suas operações. Essas filosofias de manutenção geralmente podem ser divididas em três principais categorias apresentadas na Figura 5, são elas:

1. Manutenção Corretiva ou Manutenção Pós-Falha;
2. Manutenção Preventiva ou Manutenção baseada no Tempo;
3. Manutenção Preditiva ou Manutenção baseada na Condição;

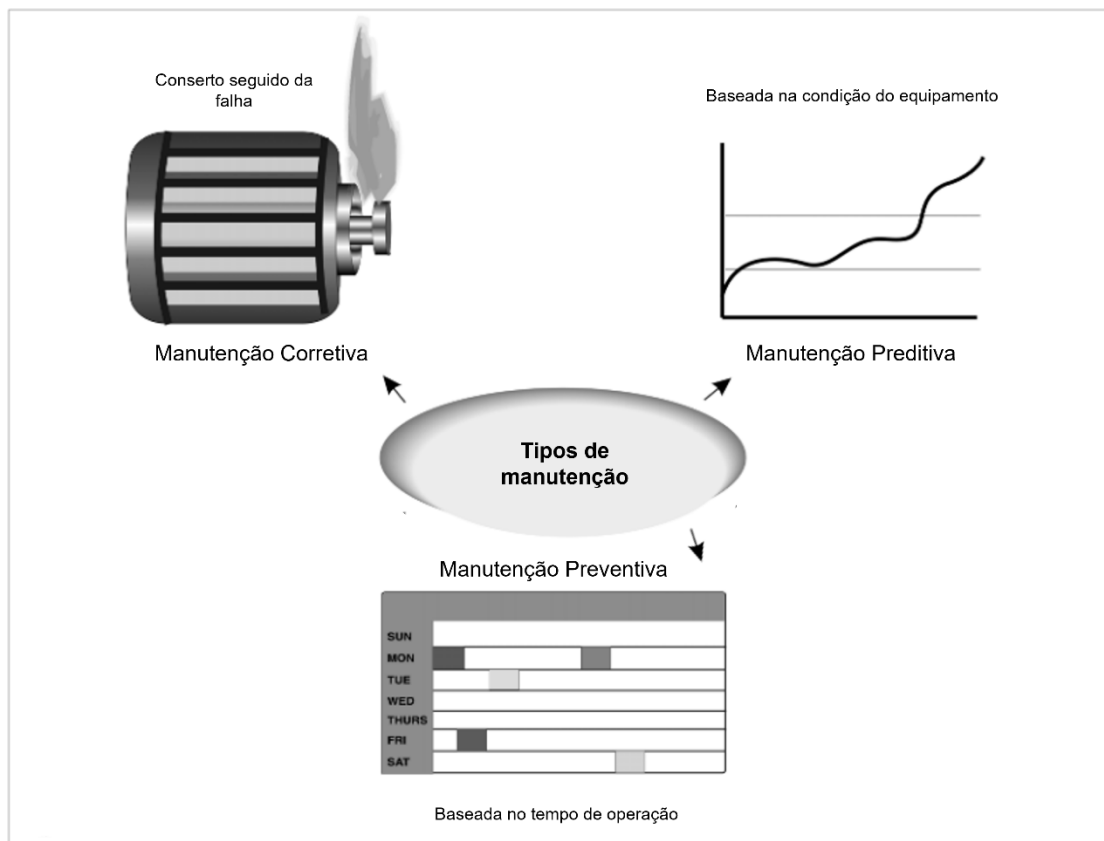


Figura 5 – Filosofias de Manutenção

Fonte: Adaptado de Girdha, 2004

1) MANUTENÇÃO CORRETIVA OU MANUTENÇÃO PÓS FALHA

A filosofia básica por trás da manutenção corretiva, de acordo com KARDEC (2009), é a atuação para correção da falha ou do desempenho menor do que o esperado. O que também pode-se dizer desse tipo é que esse permite que o maquinário funcione até a falha e somente há o reparo ou substituição de componentes danificados pouco antes ou quando o equipamento para completamente. Essa abordagem funciona bem se as paradas de equipamento não afetam a produção e se os custos de mão de obra e materiais são baixos. A desvantagem é que o departamento de manutenção opera perpetuamente em um modo de gerenciamento de crise não planejado. Quando ocorrem interrupções inesperadas na produção, as atividades de manutenção exigem um grande estoque de peças sobressalentes para reagir imediatamente. Sem dúvida, é a maneira mais ineficiente de manter uma instalação de produção. Tentativas inúteis são feitas para

reduzir custos comprando peças sobressalentes mais baratas e contratando mão de obra temporária, o que agrava ainda mais o problema.

2) MANUTENÇÃO PREVENTIVA OU MANUTENÇÃO BASEADA NO TEMPO

A filosofia por trás da manutenção preventiva é agendar atividades de manutenção em intervalos de tempo predeterminados, com base em dias de calendário ou horas de funcionamento das máquinas. De acordo com XENOS (2014), pode-se dizer que a manutenção preventiva engloba tarefas sistemáticas como inspeções, reformas e troca de peças. Para esse tipo de manutenção o reparo ou substituição de equipamentos danificados é realizado antes que problemas óbvios ocorram.

A principal desvantagem é que a manutenção programada pode resultar na realização de tarefas de manutenção muito cedo ou muito tarde. Os equipamentos seriam retirados para revisão após um certo número de horas de funcionamento. É possível que, sem qualquer evidência de falha funcional, componentes sejam substituídos quando ainda há alguma vida útil restante. Portanto, é bastante possível que a produção reduzida ocorra devido à manutenção desnecessária. Em muitos casos, também há a possibilidade de diminuição do desempenho devido a métodos de reparo incorretos. Em alguns casos, máquinas perfeitamente boas são desmontadas, suas peças boas removidas e descartadas, e novas peças são instaladas incorretamente, resultando em problemas.

3) MANUTENÇÃO PREDITIVA OU MANUTENÇÃO BASEADA NA CONDIÇÃO

Como dito por ZONTA *et al* (2020), a manutenção preditiva, comumente chamada de PdM, do inglês *Predictive Maintenance*, a Manutenção Preditiva (PdM) é baseada em dados históricos, modelos e conhecimento especializado. Essa modalidade de manutenção possibilita antecipar tendências, padrões comportamentais e correlações utilizando modelos estatísticos ou de aprendizado de máquina, visando prever falhas próximas e, assim, aprimorar o processo decisório relacionado às atividades de manutenção, minimizando principalmente o período de inatividade. Como define a NBR

5462 (1994), a manutenção preditiva é baseada na tentativa de definir o estado futuro de um equipamento ou sistema. As condições mecânicas e operacionais são monitoradas periodicamente e, quando são detectadas tendências prejudiciais, as partes problemáticas da máquina são identificadas e agendadas para manutenção. A máquina seria então desligada em um momento mais conveniente, e os componentes danificados seriam substituídos.

Uma das vantagens dessa abordagem é que os eventos de manutenção podem ser agendados de maneira ordenada. Isso permite algum tempo de antecedência para comprar peças para o trabalho de reparo necessário, reduzindo assim a necessidade de um grande estoque de peças sobressalentes. Como o trabalho de manutenção é realizado apenas quando necessário, também é possível um aumento na capacidade de produção.

Uma possível desvantagem é que o trabalho de manutenção pode realmente aumentar devido a uma avaliação incorreta da deterioração das máquinas. Para rastrear as tendências prejudiciais em vibração, temperatura ou lubrificação, é necessário que sejam adquiridos equipamentos especializados para monitorar esses parâmetros e fornecer treinamento aos profissionais (ou contratar pessoal qualificado). A alternativa é terceirizar essa tarefa para um contratado experiente para realizar as funções de monitoramento da máquina.

A manutenção preditiva acompanha o estado mecânico, a eficiência dos equipamentos e outros parâmetros, tentando estimar o momento aproximado de uma falha funcional. Um programa abrangente de manutenção preditiva utiliza uma combinação das ferramentas mais custo-eficientes para obter as condições reais de funcionamento dos equipamentos e sistemas da planta.

A manutenção preditiva emprega várias técnicas, como análise de vibração, análise de óleo e detritos de desgaste, ultrassom, termografia, avaliação de desempenho e outras técnicas para avaliar a condição dos equipamentos. As técnicas específicas utilizadas dependem do tipo de equipamento da planta, do impacto na produção ou de outros parâmetros-chave da operação da planta.

As principais técnicas preditivas de manutenção são as seguintes:

- a. **Monitoramento de vibração:** Esta é, sem dúvida, a técnica mais eficaz para detectar defeitos mecânicos em maquinário rotativo;
- b. **Emissão acústica:** Pode ser utilizada para detectar, localizar e monitorar continuamente trincas em estruturas e tubulações;
- c. **Análise de óleo:** Neste caso, o óleo lubrificante é analisado e a presença de certas partículas microscópicas pode ser relacionada à condição de rolamentos e engrenagens;
- d. **Análise de partículas:** Componentes desgastados de máquinas, seja em maquinário de movimento alternativo, caixas de engrenagens ou sistemas hidráulicos, liberam detritos. A coleta e análise desses detritos fornecem informações importantes sobre a deterioração desses componentes;
- e. **Monitoramento de corrosão:** Medidas de espessura ultrassônica são realizadas em tubulações, estruturas offshore e equipamentos de processo para acompanhar a ocorrência de desgaste corrosivo;
- f. **Termografia:** A termografia é utilizada para analisar equipamentos elétricos e mecânicos em funcionamento. O método pode detectar defeitos térmicos ou mecânicos em geradores, linhas aéreas, caldeiras, acoplamentos desalinhados e muitos outros defeitos. Também pode detectar danos nas células de estruturas de fibra de carbono em aeronaves;
- g. **Monitoramento de desempenho:** Esta é uma técnica muito eficaz para determinar problemas operacionais em equipamentos. A eficiência das máquinas oferece uma boa visão sobre suas condições internas.

2.3 VIBRAÇÕES MECÂNICAS

2.3.1 CONCEITOS BÁSICOS

Da Silva (2011) infere que vibrações mecânicas pertencem basicamente a uma área denominada Dinâmica de Sistemas. É então, resumidamente, um estudo dos movimentos de corpos sujeitos a efeitos externos dependentes do tempo. Sendo assim,

existe uma preocupação em que instante e condições esse movimento se tornará indesejável, gerando amplitudes prejudiciais ao sistema.

De forma simplificada, vibrações referem-se ao deslocamento de uma máquina ou de suas partes em torno da sua posição de repouso. Um exemplo que descreve esse fenômeno é um sistema massa-mola, como mostrado na Figura 6, ou seja, uma massa m , conectada a mola de rigidez k , com um amortecedor com constante de amortecimento b e sujeita à uma força $F(t)$ que provoca um deslocamento x na massa, a força elástica contrária ao deslocamento faz a massa retornar e oscilar em torno de sua posição neutra.

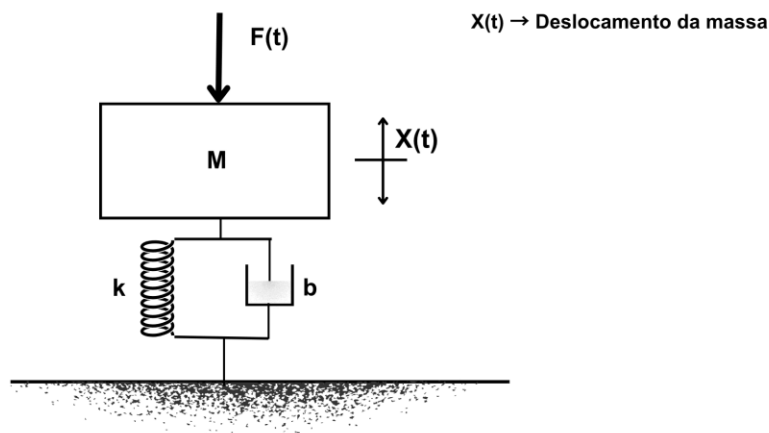


Figura 6 – Sistema massa-mola-amortecedor

Fonte: Autores, 2024

Esse movimento em torno de sua posição neutra pode, teoricamente, continuar indefinidamente se não houver amortecimento, ou qualquer outro tipo de efeito externo (atrito) no sistema.

2.3.2 GRAUS DE LIBERDADE

O conceito de grau de liberdade é fundamental para a descrição do movimento de sistemas e no campo de estudo de vibrações, refere-se ao número de coordenadas independentes necessárias para descrever o comportamento vibracional do sistema e as posições de suas respectivas partes.

De forma a exemplificar um modelo e seus graus de liberdade, Rao (2009) utiliza-se um sistema de pêndulo simples, representado da Figura 7.

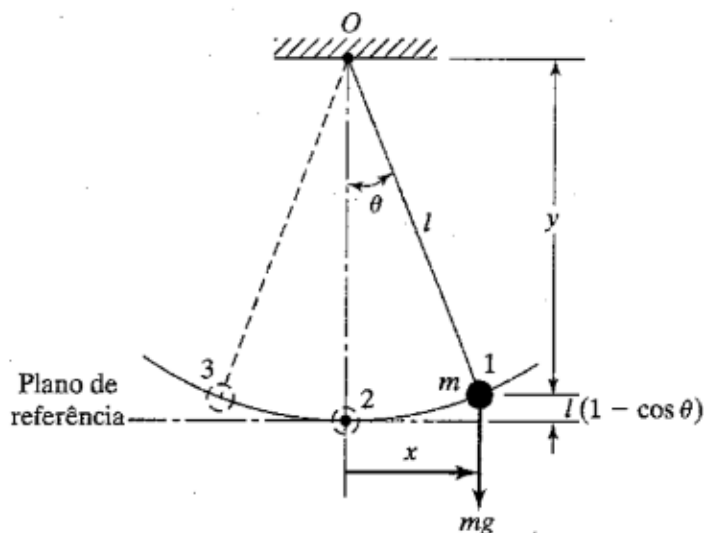


Figura 7 – Pêndulo simples

Fonte: Rao, 2009

No modelo acima, x e y não são coordenadas independentes, são variáveis restritas pela condição $x^2 + y^2 = l^2$, onde l representa o comprimento do pêndulo. Portanto, para melhor descrever o movimento utiliza-se x e θ como coordenadas, definindo o sistema, seus graus de liberdade e por consequência seu movimento.

2.3.4 CLASSIFICAÇÃO DE VIBRAÇÕES

A classificação de vibrações mecânicas é determinada pelas condições sob as quais o sistema está envolto. Podendo ser classificadas como vibrações livres ou forçadas, com ou sem a presença de amortecimento, segundo o representado na Figura 8.

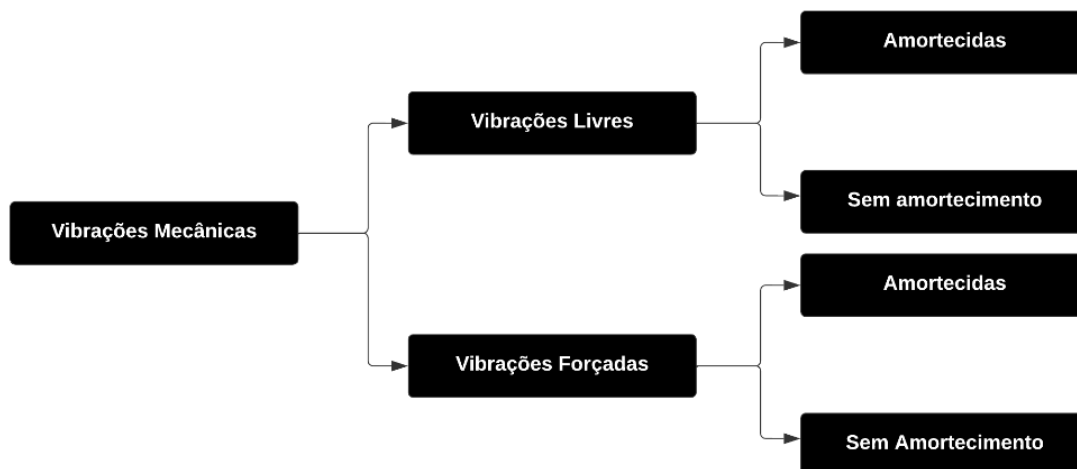


Figura 8 – Classificação de vibrações

Fonte: Autores, 2024

Vibrações livres. Se o sistema ou mecanismo, permanece vibrando após uma perturbação inicial sem a atuação de um forçamento externo, ou seja, de forma autônoma, é classificada como uma vibração livre.

Vibrações forçadas. Em situações nas quais o sistema está sujeito a um forçamento externo, cíclico ou contínuo, a vibração resultante dessa condição é a vibração forçada.

As vibrações forçadas estão associadas às máquinas equipamentos rotativos, principal alvo deste projeto final. Desbalanceamento de eixos, defeitos em rolamentos e outras condições estão associadas aos comportamentos oscilatórios extraordinários de bombas centrífugas.

Na eventualidade da frequência oscilatória corresponder a uma das frequências naturais da máquina, o sistema entra em ressonância, amplificando tal oscilação. Falhas catastróficas estão associadas a esse fenômeno.

2.3.5 VIBRAÇÕES FORÇADAS

Para representar analiticamente o fenômeno das vibrações forçadas e compreender as forças e reações induzidas no sistema, utiliza-se o diagrama de corpo livre do sistema apresentado na Figura 9, conforme exemplificado na Figura 9.

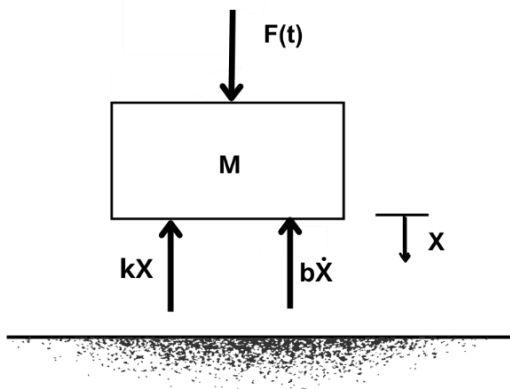


Figura 9 – Diagrama de corpo livre do sistema

Fonte: Autores, 2024

Dessa forma, é possível aplicar a segunda lei de Newton e obter a equação diferencial:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.1)$$

A solução para a equação 2.1, $x(t)$, descreve o deslocamento da massa em resposta ao forçamento $F(t)$, conforme pode ser visto na Figura 9.

Considerando à Eq. 2.1 um forçamento harmônico na forma complexa, do tipo:

$$F(t) = F_0 e^{i\omega t} \quad (2.2)$$

Onde,

- F_0 representa uma força com amplitude constante.
- ω a frequência de excitação em rad/s .

Admitindo que o sistema se encontra em regime permanente, é possível a solução na seguinte forma:

$$x(t) = X(i\omega)e^{i\omega t} \quad (2.3)$$

sendo $X(i\omega)$ a amplitude, ligada a frequência de excitação ω .

Aplicando a equação 2.3 na equação diferencial do movimento, Eq. 2.1, é possível obter o valor da amplitude $X(i\omega)$:

$$X(i\omega) = \frac{x_{est}}{1 + 2\zeta i \frac{\omega}{\omega_n} - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.4)$$

Onde x_{est} é o deslocamento estático relacionado à força aplicada,

$$x_{est} = \frac{F_0}{k} \quad (2.5)$$

e ω_n é a frequência natural do sistema.

Pode-se então apresentar uma solução $x(t)$ que obedece a seguinte relação:

$$x(t) = x_{est}|G(i\omega)|e^{i(\omega t - \phi)} \quad (2.6)$$

Em que $|G(i\omega)|$ é o fator de amplificação, também chamado de ganho e ϕ o ângulo de fase. É possível descrever tais fatores nas formas:

$$|G(i\omega)| = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.7)$$

$$\tan \phi = \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.8)$$

Segundo o descrito por Da Silva (2016), a equação acima expõe que a relação entre a frequência de excitação e a natural é um fator fundamental na resposta de amplitude. Essa relação mostra que quanto mais próximos forem esses valores, ou seja

quanto mais essas frequências se aproximarem, maior será a amplitude vibracional. A Figura 10 mostra um exemplo de gráfico de $|G(i\omega)|x\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)$.

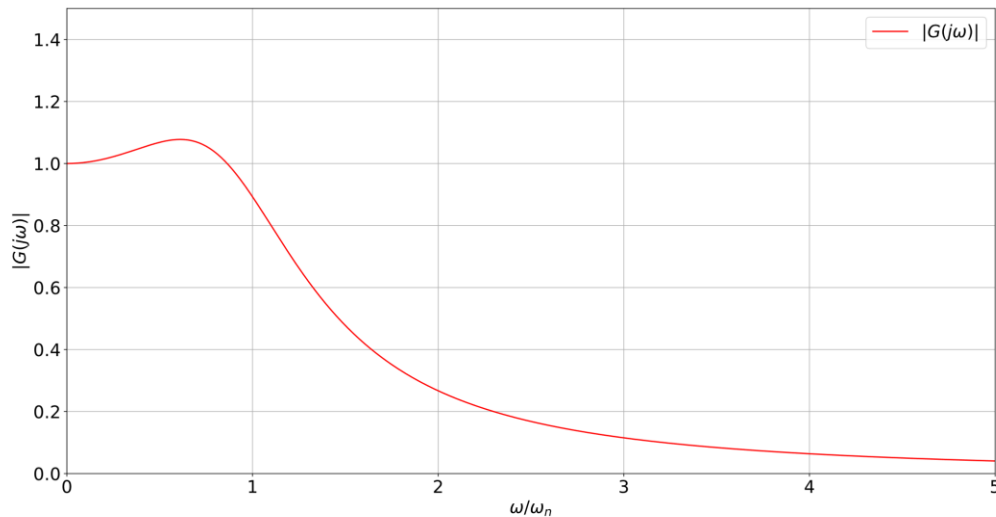


Figura 10 – Exemplo de gráfico de ganho

Fonte: Autores, 2024

2.3.6 EXCITAÇÃO DE BASE

De acordo com o afirmado por RAO (2009), eventualmente a base ou o suporte do sistema massa-mola-amortecedor se movimenta harmonicamente, conforme a Figura 11. Da Silva (2016), infere que o movimento de base é a fundamentação teórica por trás dos transdutores utilizados para captação e medida de vibrações mecânicas em equipamentos.

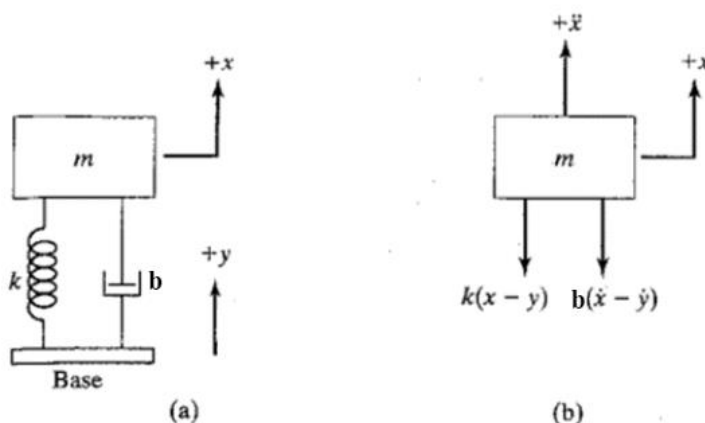


Figura 11 – Excitação de base em um sistema massa-mola-amortecedor

Fonte: Rao, 2009

Admitindo $y(t)$ e $x(t)$, respectivamente, como o deslocamento de base e o deslocamento da massa em relação à posição inicial no tempo t , a equação diferencial de movimento obtida pela segunda lei de Newton é:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 2\zeta\omega_n\dot{y} + \omega_n^2y \quad (2.9)$$

Ao considerar o deslocamento de base, uma excitação harmônica do tipo $y(t) = Y_0e^{-i\omega t}$, pode-se achar a relação entre as amplitudes de entrada e saída, Y_0 e $X_0 = X(i\omega)$.

Em transdutores de medidas de vibrações, é crucial determinar o movimento relativo entre a saída e a entrada do sistema. Portanto, é possível reformular a Equação 2.9 em termos do movimento relativo.

$$\ddot{z} + 2\zeta\omega_n\dot{z} + \omega_n^2z = \ddot{y} \quad (2.10)$$

Onde $z(t)$ é o movimento relativo da massa, correspondente à excitação de base.

Considerando uma entrada harmônica do tipo $y(t) = Y_0e^{-i\omega t}$ é possível observar a seguinte saída:

$$z(t) = Z_0(i\omega)e^{i(\omega t - \phi)} \quad (2.11)$$

A relação entre amplitudes de entrada e saída em função da frequência de excitação de base, é dada por:

$$\left| \frac{Z_0}{Y_0} \right| = \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 |G(i\omega)| \quad (2.12)$$

2.3.7 VIBRAÇÕES EM EQUIPAMENTOS ROTATIVOS

As vibrações mecânicas são indicadores importantes da condição de um equipamento rotativo. Mudanças na amplitude, frequência e fase da vibração podem indicar problemas iminentes, como desalinhamento, desequilíbrio, folgas, desgaste ou danos em rolamentos e mancais. Através do monitoramento contínuo de vibrações, os engenheiros operadores e técnicos podem identificar quando o equipamento está tendendo a falhar e falhas em estágios iniciais. Dessa maneira, é possível programar a manutenção de forma que não ocorram falhas catastróficas.

Segundo Garcia (2005) os eixos, mancais e rolamentos são componentes fundamentais desses sistemas e estão sujeitos a diversas falhas. Eixos, por exemplo, podem sofrer desalinhamentos ou empenamentos, impactando diretamente na transmissão de torque e na estabilidade operacional. Já os mancais, responsáveis por suportar cargas e permitir o movimento rotativo, estão propensos a desgaste por atrito e à formação de folgas, ocasionando vibrações excessivas e aumentando o risco de falhas catastróficas. Os rolamentos, componentes cruciais para a redução do atrito, podem apresentar falhas devido a cargas excessivas, contaminação ou falhas na lubrificação, resultando em ruídos anormais e diminuição da vida útil do sistema.

Dado o sistema representado na Figura 12, em que um rotor com massa M , apoiado por dois mancais de rolamento, encontra-se desbalanceado por uma massa excêntrica M_u , pode-se inferir que essa massa representa as imperfeições na fabricação do rotor que levam ao acúmulo de material distante do eixo geométrico do componente e que pode ser observado e caracterizado como um desbalanceamento residual de fabricação.

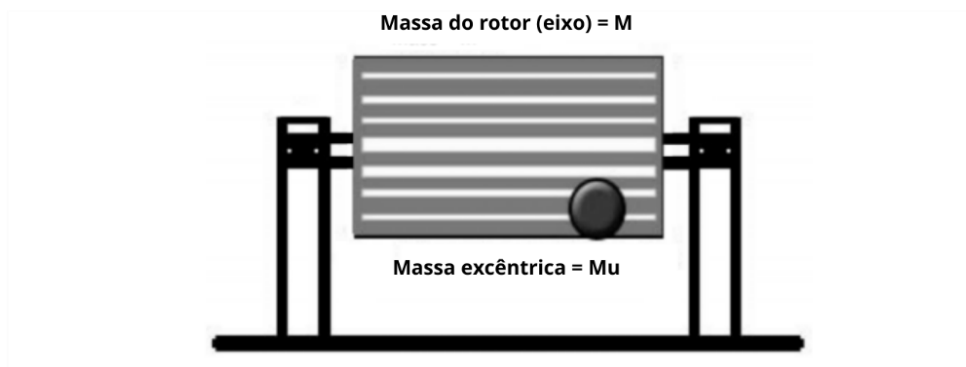


Figura 12 – Sistema de Rotor com massa excêntrica

Fonte: Adaptado de GIRDHA, 2004

Rao (2009) infere que vibrações mecânicas surgem em eixos e por consequência em equipamentos rotativos, por causa dessa massa excêntrica e provocando assim um efeito de desbalanceamento vibratório. Nos casos em que a frequência de vibração se aproxima da frequência natural do sistema, as amplitudes de oscilação aumentarão e o sistema poderá entrar em ressonância, o que poderia levar a uma falha catastrófica.

Ao descrever o desbalanceamento nesses equipamentos Rao (2009) propõe o modelo ilustrado na Figura 13.

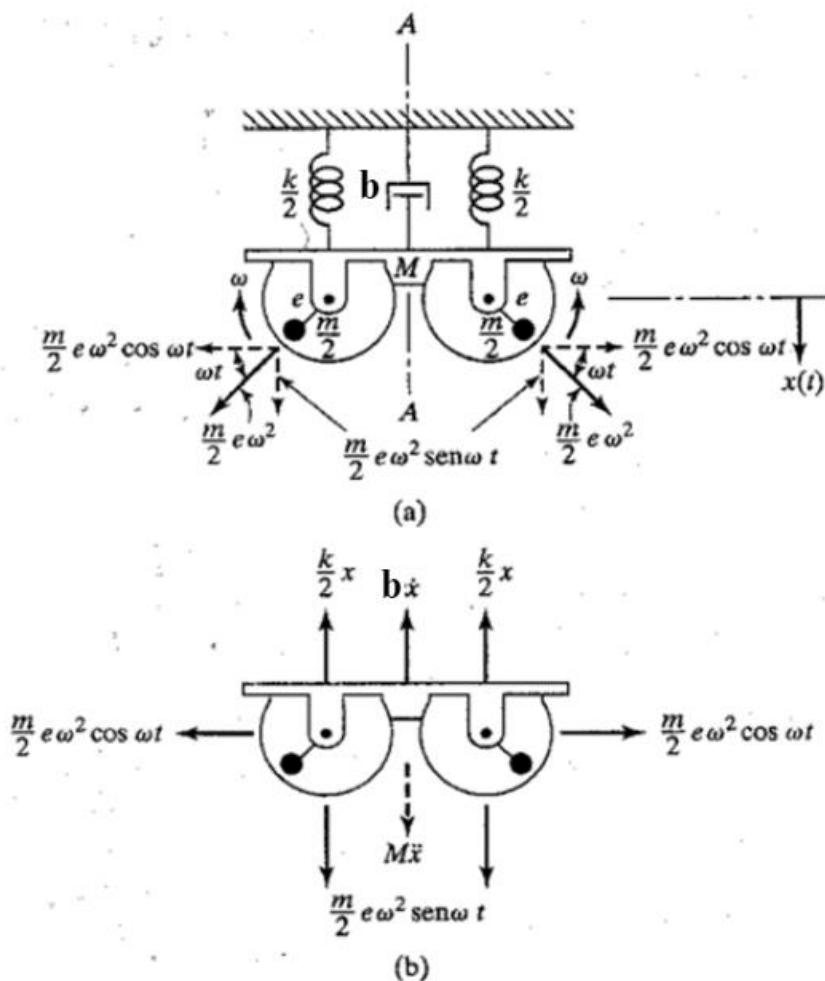


Figura 13 – Massas desbalanceadas em rotação

Fonte: Rao, 2009

O esquema apresentado na Figura 13 (a) apresenta duas massas excêntricas $m/2$ que giram em sentidos opostos com velocidade ω . Sendo a força centrífuga $(me\omega^2)/2$ ω provoca a excitação na massa M . O sentido oposto das rotações das massas é definido de forma que as componentes horizontais de excitação se cancelem, tornando a análise mais simples.

Analisando verticalmente o sistema, as componentes se somam, e atuam sobre o eixo de simetria $A - A$. Tendo em vista as medidas da posição angular das massas, a componente de excitação vertical é dada por:

$$F(t) = me\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (2.13)$$

Aplicando a equação 2.13 na equação diferencial de movimento com forçamento, equação 2.1, tem-se a seguinte forma:

$$M\ddot{x} + b\dot{x} + kx = me\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (2.14)$$

Para tal equacionamento pode-se expressar a seguinte solução:

$$x_p(t) = X \text{sen}(\omega t - \phi) = \text{Im} \left[\frac{me}{M} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 |G(i\omega)| e^{-i(\omega t - \phi)} \right] \quad (2.15)$$

onde ω_n , X e ϕ designam a frequência natural, a amplitude e o ângulo de fase de vibração, respectivamente:

$$X = \frac{me\omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (b\omega)^2]^{1/2}} = \frac{me}{M} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 |G(i\omega)| \quad (2.16)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{b\omega}{k - M\omega^2} \right) \quad (2.17)$$

para $\zeta = b/b_c$ e $b_c = 2M\omega_n$, pode se reescrever as equações 2.16 e 2.17, nas seguintes formas:

$$X = \frac{r^2}{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]^{1/2}} = r^2 |G(i\omega)| \quad (2.18)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta r}{1 - r^2} \right) \quad (2.19)$$

Onde $r = \frac{1}{\sqrt{1-2\zeta^2}} > 1$ para $0 < \zeta < \frac{1}{\sqrt{2}}$. Sendo assim o valor máximo do deslocamento ocorre em:

$$X_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (2.20)$$

Dessa forma, pode-se inferir que os picos irão ocorrer para valores que estão à direita do valor de ressonância de $r = 1$.

2.4 AQUISIÇÃO E INTERPRETAÇÃO DOS DADOS

No contexto da análise de vibrações em equipamentos, há uma variedade de técnicas e ferramentas utilizadas para compreender a condição das máquinas rotativas

e identificar potenciais problemas, tais como desgaste de rolamentos, defeitos de engrenagem, entre outros. Uma abordagem comumente empregada é o uso de diagramas de corpo livre, que permitem visualizar as forças e reações que ocorrem no sistema.

Existem duas principais formas de coletar dados de vibração: a coleta periódica e o monitoramento contínuo. Atualmente, o monitoramento contínuo é amplamente adotado devido à facilidade de instalação de sensores, tais como os sensores de carcaça e os *probes*, que podem coletar dados constantemente, possibilitando uma análise mais abrangente e precisa da condição do equipamento.

2.4.1 SENSORES PARA OBTER OS DADOS DE VIBRAÇÃO DE UM SISTEMA

No monitoramento de equipamentos rotativos, os sensores utilizados para a obtenção das respostas vibracionais são diferenciados por suas características construtivas e aplicações. No contexto da utilização de sensores para monitorar as amplitudes de vibração em bombas centrífugas, os acelerômetros de carcaça e os *probes* são mais utilizados.

Os *probes*, também conhecidos como sensores de proximidade, são utilizados para monitorar a condição de mancais hidrodinâmicos. Em contraste, os acelerômetros de carcaça são aplicados para controlar as condições de mancais de rolamento, sendo instalados sobre o invólucro do mancal. O detalhamento de ambos os sensores será apresentado a seguir.

Os sensores de carcaça, referidos como transdutores de medição absoluta, são dispositivos amplamente aplicados para medir e controlar as condições vibracionais, sendo instalados nos mancais de sustentação do eixo e no conjunto do rotor. Eles medem as respostas vibracionais no equipamento através da vibração na carcaça do mancal. Quando o transdutor é fixado em uma superfície que oscila, é induzida uma diferença de potencial entre seus terminais de entrada e saída, proporcional à sua aceleração. Sua construção tem como base discos cerâmicos piezoelétricos que produzem descargas quando submetidos a esforços. Acelerômetros piezoelétricos são

geralmente preferidos para medições que abrangem uma ampla faixa de frequências. A Figura 14 ilustra um exemplo de acelerômetro piezoelétricos em corte.

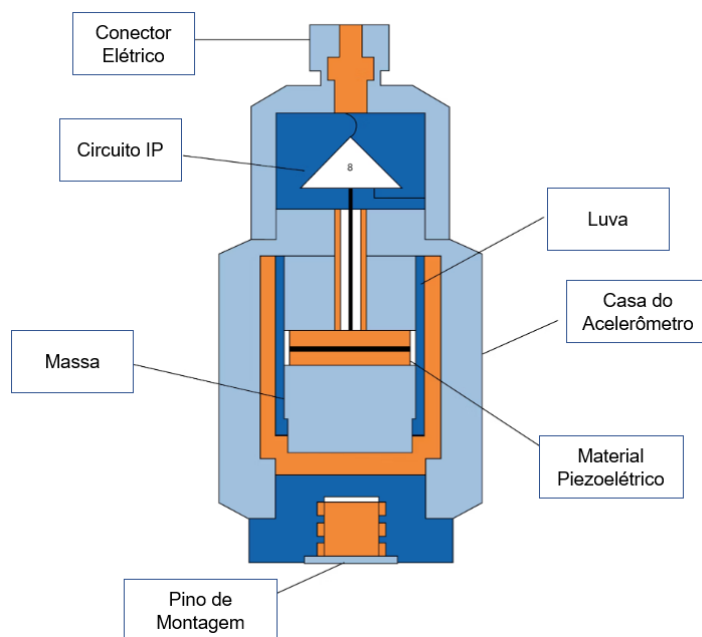


Figura 14 – Exemplo de acelerômetro

Fonte: Adaptado de dewesoft.com/

No caso dos *probes*, referidos como transdutores de medição relativa ou sensores de proximidade, são dispositivos sensíveis ao deslocamento da superfície de fixação do sensor. Tais sensores são funcionais se aplicados em superfícies de materiais tabelados e amplamente utilizados na indústria e não precisam estar em contato com a superfície monitorada. Sua eficácia se dá na representação das amplitudes e sinais em baixas frequências, sendo empregados em cenários onde pequenos deslocamentos podem resultar em danos às partes giratórias. Tais sensores também podem ser aplicados em cenários onde os deslocamentos não são detectáveis na carcaça do mancal. A Figura 15 evidencia um par de *probes* na carcaça do mancal.

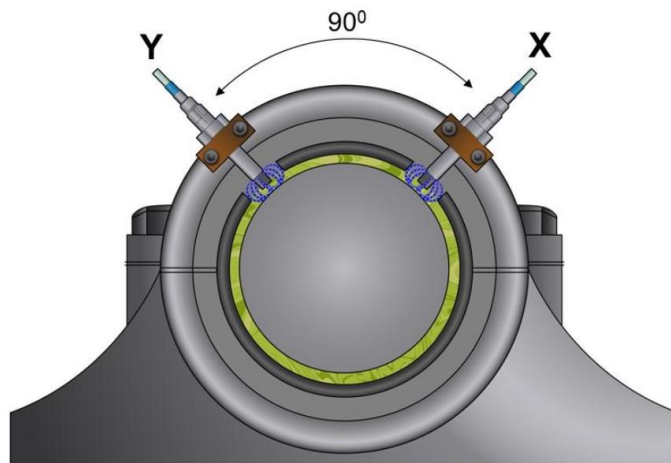


Figura 15 – Par de *probes* montados em um rolamento hidrodinâmico

Fonte: Adaptado de www.dmc.pt/en/proximito/

A seleção do sensor de vibração adequado é crucial para a construção de um modelo de dados preciso e aderente ao tipo e à configuração do equipamento. A escolha correta do sensor deve considerar fatores como a faixa de frequência, a sensibilidade, a durabilidade e a compatibilidade com o ambiente operacional. Um sensor mal selecionado pode resultar em dados imprecisos ou insuficientes, comprometendo a integridade do modelo de dados e, conseqüentemente, a eficácia na detecção de falhas e na manutenção preditiva. Portanto, uma análise cuidadosa das especificações técnicas e das condições de operação do equipamento é essencial para assegurar que o sensor de vibração escolhido atenda às necessidades específicas do sistema, contribuindo para a obtenção de um modelo de dados robusto e confiável.

2.5 ISO 10816-1

A norma ISO 10816 é um padrão internacional que estabelece diretrizes para a avaliação das vibrações mecânicas em máquinas rotativas. Esta define critérios para a medição e interpretação de vibrações, visando determinar a condição operacional e a saúde das máquinas. A norma aborda aspectos como níveis de vibração admissíveis, métodos de medição, análise espectral e avaliação dos dados obtidos. Seu objetivo principal é garantir a segurança, confiabilidade e eficiência das máquinas industriais,

auxiliando na identificação precoce de problemas e na implementação de ações corretivas adequadas.

2.5.1 MEDIÇÕES

A ISO 10816 define três parâmetros fundamentais para a medição de vibração: deslocamento, velocidade e aceleração. A relação entre esses parâmetros não é trivial e depende do conteúdo harmônico da vibração, o que é abordado detalhadamente na norma. Adicionalmente, a ISO infere que as medições devem ser realizadas em condições normais de operação pré-acordadas, e que quaisquer medições de vibração feitas sob outras condições não são aplicáveis para a avaliação das condições do equipamento.

A norma defende a medição em banda larga, abrangendo todo o espectro de frequência da máquina em questão, cuja amplitude varia conforme o tipo de máquina. Por exemplo, máquinas que apresentam rolamentos com elementos rolantes requerem frequências mais elevadas em comparação com aquelas equipadas apenas com mancais de filme fluido (também conhecido como mancal de deslizamento).

Geralmente, as medições são realizadas em várias posições de medição e em duas ou três direções de medição, resultando em um conjunto de diferentes valores de magnitude de vibração. O valor máximo de magnitude de banda larga medido sob condições de suporte e operação da máquina acordadas é definido como a severidade de vibração. Para a maioria dos tipos de máquinas, um valor de severidade de vibração caracterizará o estado vibratório daquela máquina. No entanto, para algumas máquinas, essa abordagem pode ser inadequada e a severidade de vibração deve então ser avaliada de forma independente para as posições de medição em diversos locais.

2.5.2 PONTOS DE MEDIÇÃO

Os pontos de medição são essenciais na avaliação do comportamento vibracional das máquinas, sendo fundamental no entendimento da integridade estrutural e desempenho operacional. As medições devem ser realizadas nos mancais, invólucros

de suporte dos mancais ou em componentes estruturais que respondem significativamente às forças dinâmicas e caracterizam a vibração global da máquina. Locais típicos de medição são ilustrados nas Figuras 16 a 20, demonstrando a importância de abranger diferentes pontos críticos na análise vibracional.

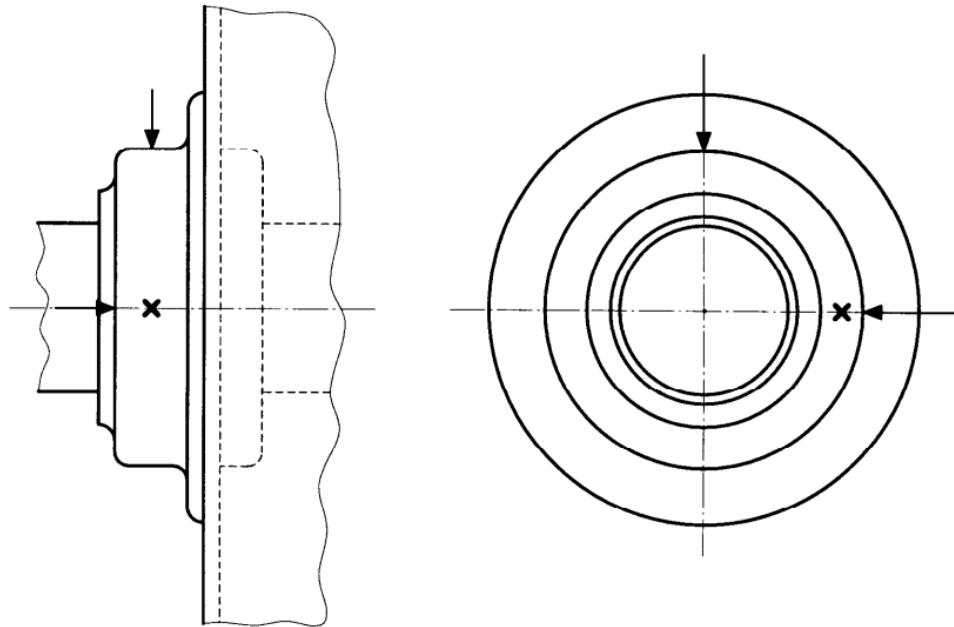


Figura 16 – Pontos de medição no alojamento do mancal de rolamento

Fonte: ISO 10816-1, 1995.

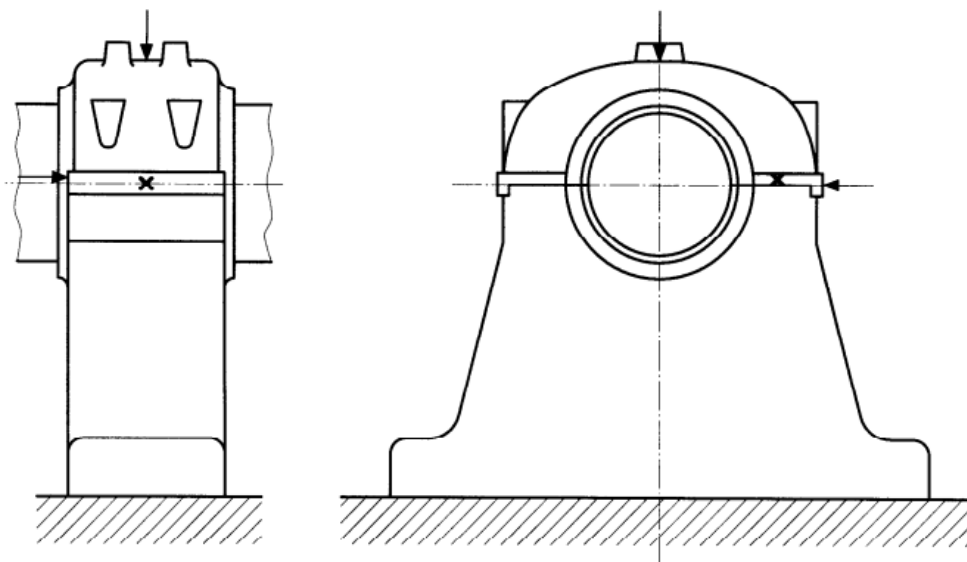


Figura 17 - Pontos de medição no suporte de rolamento
Fonte: ISO 10816-1, 1995

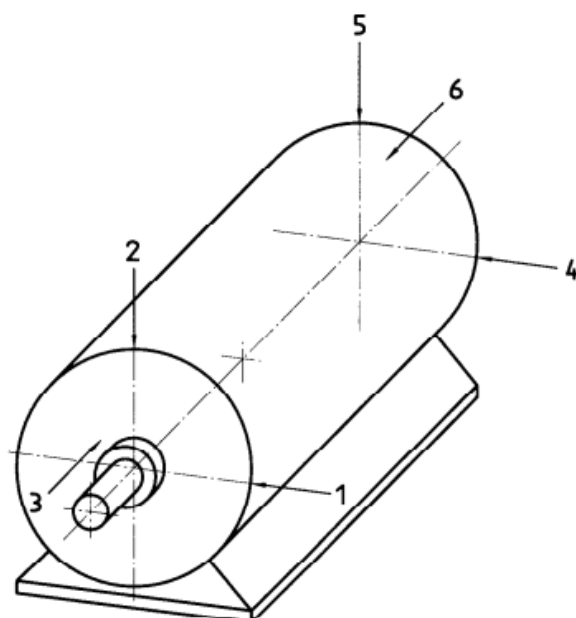


Figura 18 – Pontos de medição em máquinas elétricas de pequeno porte
Fonte: ISO 10816-1, 1995.

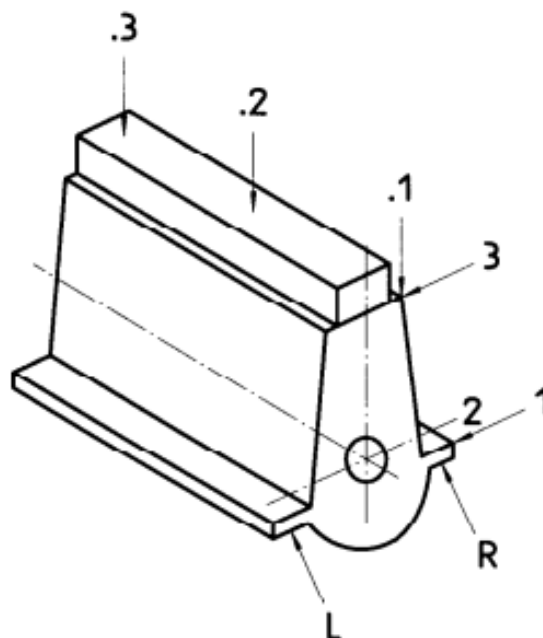


Figura 19 – Pontos de medição em motores alternativos.

Fonte: ISO 10816-1, 1995.

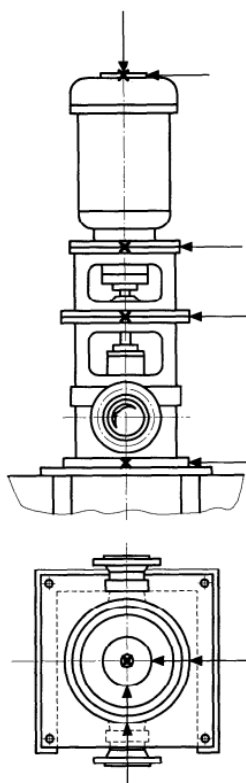


Figura 20 – Pontos de medição conjuntos de máquinas verticais.

Fonte: ISO 10816-1, 1995.

Para definir o comportamento vibracional em cada posição de medição, é necessário realizar medições em três direções mutuamente perpendiculares. Medições em todos os pontos abordados pela norma, geralmente são exigidas apenas em casos de testes de aceitação. Para o monitoramento operacional, é comum realizar uma ou ambas as medições na direção radial (normalmente nas direções horizontal, transversal e/ou vertical). Essas medições podem ser complementadas por uma medição de vibração axial, especialmente relevante em locais de mancais de empuxo onde forças dinâmicas axiais diretas são transmitidas. Recomendações detalhadas para tipos específicos de máquinas são fornecidas nas partes adicionais da norma ISO 10816.

2.5.3 CRITÉRIOS E ZONAS DE AVALIAÇÃO

Os critérios de avaliação da severidade de vibrações em máquinas, apresentados nesse trabalho estão conforme o estabelecido na parte relevante da norma ISO 10816. Os critérios de avaliação apresentados são aplicáveis tanto ao monitoramento operacional quanto aos testes de aceitação, sendo exclusivamente direcionados à vibração gerada pela máquina em si e não à vibração transmitida externamente.

Existem dois critérios de avaliação utilizados para determinar a severidade das vibrações em diversas classes de máquinas. O primeiro critério considera a magnitude da vibração em banda larga observada, enquanto o segundo avalia as variações na magnitude, independentemente de serem aumentos ou diminuições.

O **Critério I**, no qual a norma intitula de "Magnitude da Vibração", estabelece limites para a magnitude absoluta de vibração compatíveis com cargas dinâmicas aceitáveis nos rolamentos e transmissão de vibração aceitável para a estrutura de suporte e a fundação. A magnitude máxima de vibração observada em cada rolamento ou pedestal é avaliada em relação a quatro zonas de avaliação estabelecidas a partir de experiência internacional, que são as Zonas A, B, C e D conforme ilustradas na figura 21.

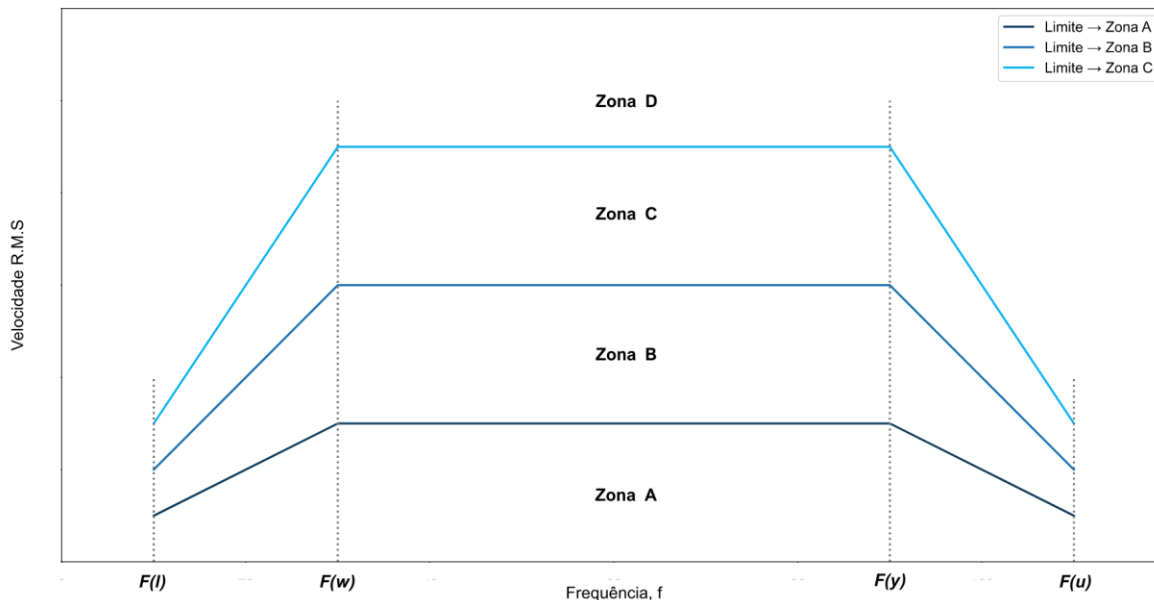


Figura 21 – Forma geral dos critérios de aceitação da velocidade de vibração.

Fonte: ISO 10816-1, 1995.

A **Zona A** abrange máquinas recém-comissionadas, com vibração normalmente dentro dos limites aceitáveis. Na **Zona B**, as máquinas apresentam vibração considerada aceitável para operação contínua de longo prazo sem restrições. Já na **Zona C**, a vibração é considerada insatisfatória para operação contínua de longo prazo, sendo possível a operação por um período limitado até que ações corretivas sejam tomadas. Por fim, a **Zona D** indica que os valores de vibração são suficientemente severos para causar danos à máquina.

Para muitas máquinas, a vibração em banda larga é dominada por um componente de frequência única, frequentemente a frequência de rotação do eixo. Nestes casos, a vibração permitida é obtida a partir de gráficos específicos da norma. No entanto, para máquinas menos comuns com energia vibratória significativa além das frequências específicas, diferentes abordagens são possíveis, como medições de deslocamento e aceleração em diferentes componentes de frequência utilizando analisadores de frequência.

O **Critério II**, intitulado "Mudança na Magnitude da Vibração", avalia alterações significativas na magnitude da vibração em relação a um valor de referência previamente estabelecido. Essas mudanças podem indicar a ocorrência de danos, falhas iminentes ou irregularidades no funcionamento da máquina. É importante investigar alterações significativas nas magnitudes de vibração para evitar a deterioração do equipamento.

2.5.4 CRITÉRIOS DE VIBRAÇÃO DE BANDA LARGA POR CLASSE DE MÁQUINAS

As classificações de máquinas são divididas em quatro classes distintas. A **Classe I** engloba partes individuais de motores e máquinas, integradas ao conjunto da máquina em condição operacional normal. A **Classe II** abrange máquinas de porte médio, como motores elétricos com saída de 15 kW a 75 kW, sem fundações especiais, e motores ou máquinas (até 300 kW) rigidamente montados sobre fundações especiais. Já a **Classe III** compreende grandes motores primários e outras máquinas de grande porte com massas rotativas montadas sobre fundações rígidas e pesadas, relativamente rígidas na direção da medição de vibração. Por fim, a **Classe IV** engloba motores primários grandes e outras máquinas de grande porte com massas rotativas montadas sobre fundações relativamente flexíveis na direção das medições de vibração, como conjuntos turbogeradores e turbinas a gás com saídas superiores a 10 MW.

Os intervalos de velocidade de vibração R.M.S. estabelecidos pela norma estão descritos abaixo na Tabela 1 segundo a classe dos equipamentos, definindo os limites das zonas.

Tabela1 - Zona limite padrão por classe de equipamento.

<i>Velocidade de Vibração R. M. S.</i>	<i>Classe I</i>	<i>Classe II</i>	<i>Classe III</i>	<i>Classe IV</i>
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8	C	C	C	B
4,5				
7,1				
11,2	D	D	C	B
18				

28			D	D
45				

Fonte: Adaptado de ISO 10816-1, 1995

2.5.5 DEFINIÇÃO DE ALARMS E TRIPS

Em conformidade com a ISO 10816, é indispensável que se estabeleçam limites vibracionais ao monitorar as condições do equipamento durante o período de operação, esses limites são denominados pela norma *Alarms* e *Trips*. No âmbito da manutenção da integridade das partes rotativas, em bombas centrífugas, tais limites são aliados importantes indicando condições anômalas, críticas e danosas à integridade da bomba.

Os *Alarms* são configurados para alertar quando um valor de amplitude vibratória pré-definido é alcançado ou na ocorrência de variações significativas, apontando a necessidade de ações corretivas. Nesse cenário, o equipamento pode continuar em operação potenciais causas são investigadas e ações corretivas definidas.

Os *Trips*, por sua vez, indicam extrapolação da magnitude de vibração máxima pré-determinada pelo fabricante para o equipamento em análise. Esse cenário é considerado crítico e sinaliza a interrupção da operação do equipamento, para que danos irreparáveis ao equipamento não ocorram. Ações corretivas devem ser tomadas imediatamente para reduzir os níveis vibratório ou interromper sua operação. É comum que os *Trips* sejam configurados como desarme de máquina.

Os limites operacionais podem variar dependendo da rigidez e condições dinâmicas dos mancais. É recomendável que os *Alarms* sejam definidos acima de um valor de referência, com base em experimentação e critérios de aceitação pré-acordados com o fabricante. Da mesma forma, os valores de *Trips* estão relacionados à integridade mecânica da máquina e não são vinculados ao valor usado como referência para os *Alarms*.

Embora ofereça flexibilidade para a adaptação do equipamento às necessidades específicas de aplicação e condições operacionais, a configuração dos valores de *Trips* pelo engenheiro responsável pode afetar a garantia do equipamento, caso as

configurações sejam inadequadas ou fora das recomendações do fabricante. Portanto, é indicado que a definição de tais parâmetros tenha a ciência e autorização do fabricante.

2.6 FREQUÊNCIA DE PASSAGEM DE PÁS

A Frequência de Passagem de Pás, FPP, em bombas centrífugas refere-se à frequência na qual as pás do rotor passam por um ponto de referência na estrutura interna da bomba durante a operação. Segundo BIRAJDAR et al, excitações nessa zona de frequências são causas por pulsações oriundas dos picos de pressão na passagem das pás pelo ponto de referência fixo no equipamento

É um parâmetro importante a ser considerado ao estudar as vibrações e o desempenho das bombas, pois pode ajudar a identificar problemas potenciais com a bomba, como desgaste do rotor, cavitação ou instabilidades de fluxo.

Para o cálculo da Frequência de Passagem das Pás, é necessário que se conheça os seguintes parâmetros:

1. Número de pás do rotor N ;
2. Velocidade de rotação da bomba em rotações por minuto RPM .

A Frequência de Passagem das Pás é calculada pela fórmula:

$$FPP = \frac{N \times RPM}{60}, Hz \quad (2.21)$$

Uma bomba com alta FPP pode vibrar de forma excessiva, sendo mais propensa a apresentar desgaste pré-maturo nos mancais e no rotor, além de mal funcionamento dos mecanismos de vedação. Amplitudes de vibração excessivas também podem gerar ruídos excessivos e reduzir a eficiência do equipamento.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, apresenta-se a metodologia empregada na análise de uma motobomba centrífuga do tipo API BB2, uma bomba biapoiada de dois estágios amplamente utilizada na indústria de óleo e gás. Nos Anexos A e B, são mostrados o Arranjo Geral da bomba, seu acoplamento e o motor elétrico que fornece o movimento rotativo e também o Desenho de Corte do equipamento, onde podemos ver, nas extremidades os mancais que apoiam a bomba.

O Anexo C expõe o esquemático dos acelerômetros no equipamento para coleta dos dados vibracionais. Os sensores são defasados em 90 graus para que cada um detecte as vibrações radiais ao rotor nos eixos x e y.

O objetivo principal deste capítulo é detalhar os procedimentos e técnicas utilizados para a coleta e interpretação dos dados, com o intuito de garantir a confiabilidade e precisão dos resultados obtidos.

3.1 MANCAL DE ROLAMENTO

Na configuração do equipamento, o mancal desempenha um papel crucial ao sustentar, alinhar e permitir o movimento rotacional do eixo. Esse componente, equipado com rolamentos de alta precisão, deve atender a rigorosas especificações técnicas, como capacidade de carga, limites de velocidade e tolerâncias dimensionais, assegurando o desempenho ideal da máquina. Para monitorar a integridade do sistema, a norma ISO 10816-1 estabelece critérios específicos para a medição de vibrações. Esses critérios definem pontos de medição estratégicos, como áreas próximas aos mancais e acoplamentos, permitindo a detecção antecipada de anomalias e contribuindo para a manutenção preventiva e a longevidade do equipamento.

3.1.1 ESPECIFICAÇÃO DO MANCAL DE ROLAMENTO

O rolamento do tipo rígido de esferas com anel de retenção SKF 6312 NR (Figura 22), reconhecido por sua durabilidade e eficiência em aplicações industriais, é o componente indicado pelo fabricante dos mancais de sustentação do eixo da bomba.



**Figura 22 - Rolamento rígido de esferas com anel de retenção – SKF 6312 NR.
Fonte: 6312 NR - Rolamentos rígidos de esferas | SKF**

Devido a essa responsabilidade crucial, falhas que afetem essas funções básicas podem levar a um alto potencial de destruição. Pode haver contato inadequado entre as partes rotativas e estacionárias, o que geralmente resulta no colapso dos rolamentos. A consequência desse colapso é a liberação descontrolada da energia armazenada na máquina, afetando a integridade física do próprio equipamento e do ambiente industrial ao redor.

Danos nos mancais de rolamento são uma das causas mais frequentes de falhas em dispositivos rotativos. Isso ocorre não apenas devido ao grande número de componentes instalados em diversos tipos de máquinas, mas também pela dificuldade

relativa em identificar o início e a progressão dos mecanismos de falha durante a operação.

Vescovi (2000) cita que a dificuldade de detecção pode ser atribuída à menor massa dos mancais de rolamento em relação à massa da carcaça onde estão instalados, à massa dos eixos e à massa dos demais componentes que sustentam. Menna (2007) relata que o motivo usual das ações impulsivas em rolamentos é a eliminação de partes do material das superfícies das pistas e dos elementos rolantes. O material retirado forma pequenas depressões chamadas *pitting*, que geram impulsos que se espalham como ondas de impacto. Compreender as características de projeto do rolamento permite calcular as frequências nas quais os impactos acontecerão, conforme cada tipo de falha. A Figura 23 apresenta a vista de corte de um rolamento indicando as principais dimensões aplicadas para os cálculos das frequências características.

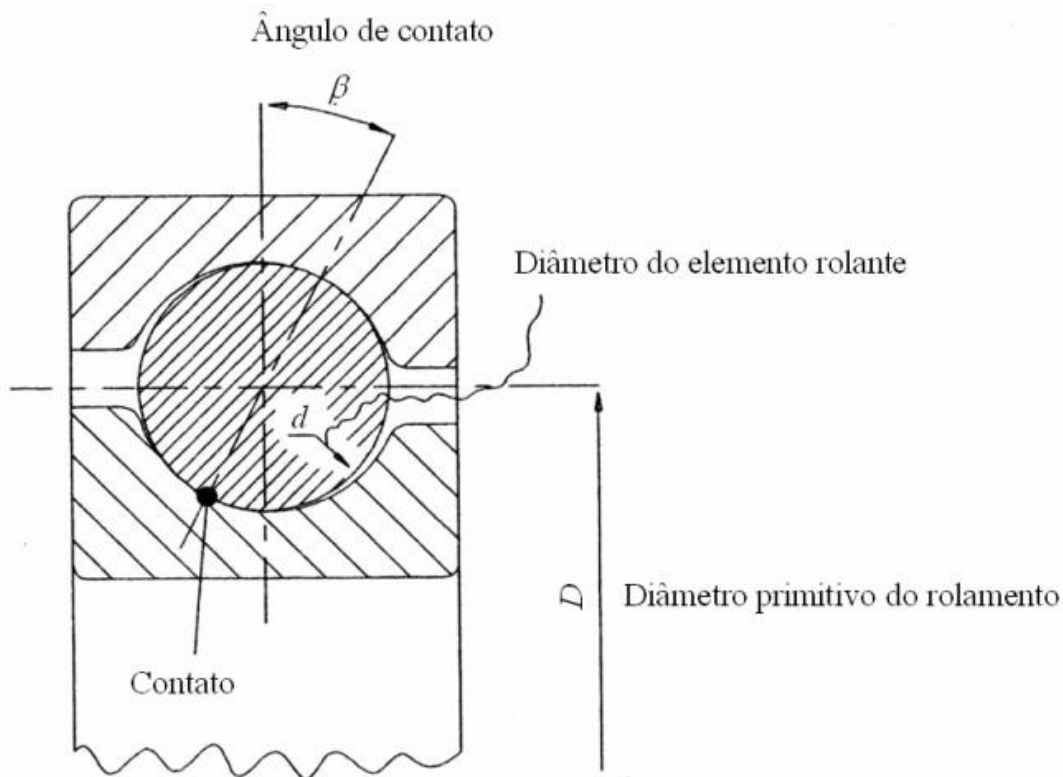


Figura 23 – Parâmetros dimensionais de um rolamento para cálculo das frequências características.

Fonte: ALMEIDA *et. al.*, 2007

As especificações técnicas necessárias para os cálculos subsequentes, foram coletadas no manual do rolamento e estão detalhadamente descritas abaixo na Tabela 2, segundo as dimensões cruciais apresentadas por Almeida (2007).

Tabela 2 - Dados dos mancais SKF 6312 NR.

f_0	$\frac{3600rpm}{60} = 60Hz$
d	18,6mm
D	$18,6mm * 4 = 74.4mm$
β	0°

Fonte: Autores, 2024.

Onde:

1. f_0 , a frequência de giro relativo entre as pistas interna e externa do rolamento;
2. d , o diâmetro do elemento rolante;
3. D , o diâmetro primitivo do rolamento, medido entre as linhas de centro dos elementos rolantes (Normalmente quatro vezes o diâmetro do elemento rolante → para rolamentos radiais de esferas);
4. β , o Ângulo de contato entre as esferas e as pistas (usualmente 0° para rolamentos radiais de esferas e 90° para rolamentos axiais de esferas);
5. z , o número de elementos rolantes.

3.1.2 FREQUÊNCIAS FUNDAMENTAIS DE DEFEITOS DOS ROLAMENTOS

A seguir, será apresentada a metodologia de cálculo das frequências características dos mancais de rolamento instalados no equipamento. É crucial que sejam compreendidas e devidamente calculadas, para que a análise dos sinais de vibração, permita determinar se o equipamento está operando dentro de uma faixa de frequências de excitação aceitável, ou se o mesmo está sujeito à respostas que indicam potenciais danos à sua integridade.

Tais frequências são denominadas:

1. **BPFI** (*Ball Passage Frequency Inner*), Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante;
2. **BPFO** (*Ball Passage Frequency Outer*), Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante;
3. **BSF** (*Ball Spin Frequency*), Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa;
4. **FTF** (*Fundamental Train Frequency*), Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora.

As frequências fundamentais podem ser calculadas a partir do método descrito por Almeida (2007), representados na tabela.

Tabela 3 – Frequências de defeitos de rolamentos

<i>BPFI – Ball Passage Frequency Inner</i>	$BPFI = \frac{f_0 z \left[1 + \left(\frac{d}{D} \right) \cos \beta \right]}{2} \quad (3.1)$
<i>BPFO – Ball Passage Frequency Outer</i>	$BPFO = \frac{f_0 z \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right) \cos \beta \right]}{2} \quad (3.2)$
<i>BSF – Ball Spin Frequency</i>	$BSF = f_0 \left(\frac{D}{d} \right) \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D} \right) \cos \beta \right)^2 \right] \quad (3.3)$
<i>FTF – Fundamental Train Frequency</i>	$FTF = \frac{f_0 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right) \cos \beta \right]}{2} \quad (3.4)$

Fonte: Adaptado de ALMEIDA et. al., 2007

As frequências serão fundamentais para que, a partir das respostas vibracionais do equipamento, seja possível inferir se os sinais indicam danos em componentes da bomba ou se a operação do equipamento está acontecendo em um faixa de frequências de excitação danosas à integridade do equipamento.

3.2 METODOLOGIA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

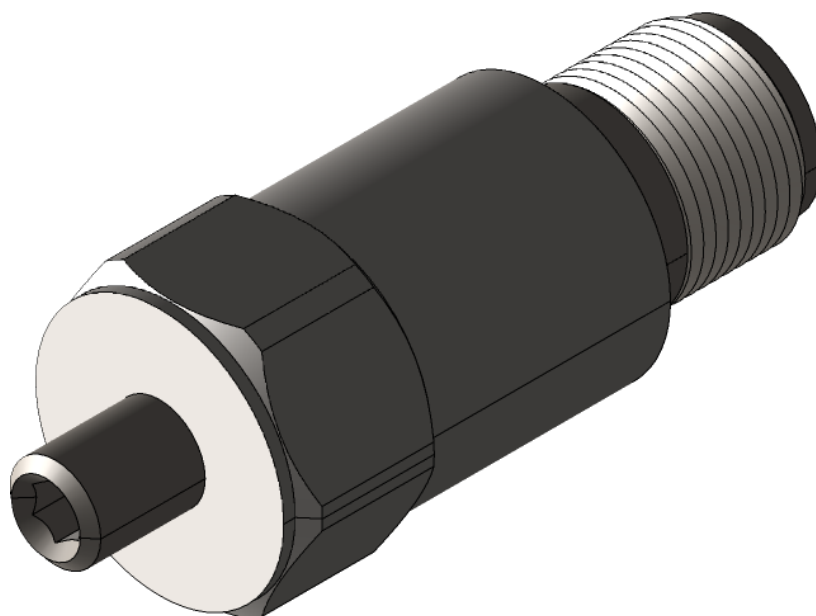
A metodologia de aquisição de dados de vibração nos mancais é feita de forma que seja garantido um monitoramento contínuo e eficiente do equipamento. As condições operacionais da bomba são monitoradas em tempo real de maneira online e contínua, utilizando um software conectado aos sensores estrategicamente posicionados nos mancais. As respostas vibracionais captadas são enviadas instantaneamente para uma central de monitoramento, e armazenadas em um *Data Lake* para análises posteriores.

Essa conexão entre o *software* e os sensores cria um ecossistema de manutenção preditiva, essencial para a operação confiável do equipamento. Através dessa integração, é possível configurar os *Alarms* e *Trips* que alertam sobre quaisquer anomalias detectadas. Uma vez configurado, o sistema permite um diagnóstico em tempo real das condições operacionais e potenciais defeitos, proporcionando uma

resposta rápida e eficiente para prevenir falhas e reduzir o tempo de inatividade do equipamento.

3.2.1 SENSORIAMENTO E PONTOS IDEAIS DE MEDIÇÃO

Para este estudo, utilizou-se o acelerômetro modelo 330400 da Bently Nevada, um dispositivo piezoelétrico de três fios, conforme ilustrado na Figura 24. A Bently Nevada é uma empresa amplamente reconhecida no campo de monitoramento de condição e proteção de equipamentos rotativos.



**Figura 24 – Representação 3D de acelerômetro Bently Nevada 330400.
Fonte: Autores, 2024**

Este acelerômetro foi especificamente projetado para monitorar a integridade e o desempenho de equipamentos rotativos, com foco particular em mancais de rolamento. Trata-se de um instrumento de alta precisão, robustez e confiabilidade excepcionais, capaz de fornecer medições de vibração precisas e consistentes em uma ampla gama de ambientes industriais. As especificações técnicas deste sensor, conforme detalhadas pela Bently Nevada (2007), incluem a faixa de frequência medida, sua sensibilidade e a frequência de ressonância e podem ser vistas no Anexo D. Esses parâmetros críticos

estão destacados na Tabela 4 e são fundamentais para garantir a eficácia do monitoramento vibracional e a integridade operacional dos equipamentos analisados.

Tabela 4 - Especificações de interesse do acelerômetro 330400

<i>Faixa de frequência</i>	<i>Entre 10 Hz e 15.000 Hz</i>
<i>Sensibilidade</i>	$10,2 \times 10^{-3} \frac{Vm}{s^2}$
<i>Frequência de ressonância</i>	$> 30.000 \text{ Hz}$

Fonte: Autores, 2024

Para garantir medições precisas e representativas das condições operacionais do equipamento, o fabricante recomenda os pontos ideais para o acoplamento dos sensores, tanto no mancal do lado acoplado quanto no lado não acoplado. Os desenhos técnicos fornecidos pelo fabricante detalham o posicionamento dos mancais e indicam que dois sensores devem ser acoplados a cada mancal, com uma defasagem de 90° entre eles. Esse posicionamento estratégico pode ser observado no Anexo C, como dito mais acima neste trabalho.

3.3 METODOLOGIA DE ANÁLISE DAS RESPOSTAS VIBRACIONAIS

A medida R.M.S. de respostas vibracionais e a análise espectral são duas técnicas fundamentais na caracterização e avaliação das vibrações em sistemas mecânicos. Essas abordagens combinadas são essenciais para a compreensão detalhada das características dinâmicas dos equipamentos e para a detecção precoce de problemas mecânicos, portanto a profundidade de análise do presente trabalho aborda tanto a análise das medidas R.M.S., quanto a análise espectral para ambos os mancais que estão do lado acoplado da bomba com o motor e do lado não acoplado.

Após a coleta e processamento dos dados vibratórios, a análise detalhada é conduzida com o suporte de ferramentas como Python e Excel. O Python oferece uma ampla gama de bibliotecas e recursos para análise de dados, incluindo processamento digital de sinais, análise estatística avançada e visualização de dados em gráficos interativos. Por outro lado, o Excel é uma ferramenta conhecida pela sua facilidade de

uso e capacidade de realizar cálculos complexos, facilitando a organização e interpretação dos dados vibratórios de forma clara e acessível. A combinação dessas ferramentas proporciona uma análise abrangente e robusta das respostas vibracionais da bomba centrífuga, permitindo a identificação de padrões, tendências e potenciais áreas de preocupação para a manutenção preditiva e o monitoramento eficaz do equipamento.

3.3.1 ANÁLISE DE MEDIDAS R.M.S.

Para inferir a condição de falha potencial a partir dos dados de vibração, são utilizadas duas técnicas principais: a análise dos valores globais e a análise espectral. A análise dos valores globais, envolve a avaliação da vibração em cada eixo do equipamento durante um período específico, utilizando parâmetros como valor de pico e valor R.M.S. para descrever a intensidade do sinal de vibração.

Sendo R.M.S. (*Root Mean Square*) uma medida estatística que representa a raiz quadrada da média dos quadrados dos valores de uma série de dados. No contexto da análise de vibrações, R.M.S. é frequentemente utilizado para quantificar a intensidade ou amplitude do sinal de vibração ao longo do tempo, fornecendo uma medida de sua magnitude eficaz.

3.3.2 ANÁLISE ESPECTRAL DE VIBRAÇÕES

A análise espectral, ilustrada na Figura 25, consiste na decomposição do sinal de vibração em diferentes frequências, permitindo identificar características específicas associadas a diferentes tipos de falhas. Cada tipo de defeito apresenta uma assinatura espectral única, o que possibilita a detecção e categorização precisa das falhas no equipamento. Luo et al. (2022) identifica, através da análise espectral, um desbalanceamento hidráulico que ocasiona a extrapolação dos limites de vibração da bomba centrífuga.

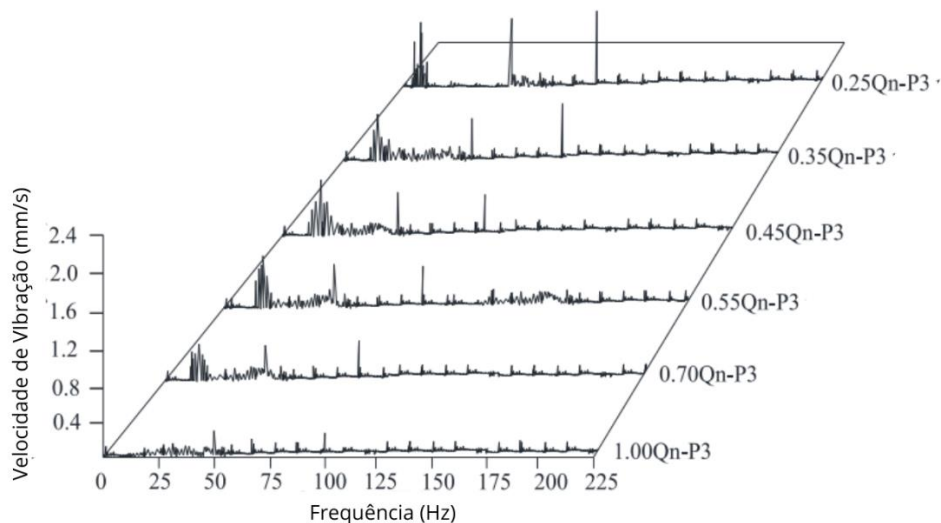


Figura 25 – Diagrama de espectral de vibração da bomba centrífuga em diferentes pontos de operação (direção horizontal)

Fonte: Luo et al., 2022

No gráfico acima são mostradas as curvas espectrais com base nas medições nos mancais da extremidade do lado acoplado ($P3 \rightarrow$ terceiro ponto de medição) em diferentes condições de operação. Tais condições são mudadas a partir do incremento da vazão, até que se atinja a vazão nominal tabelada ($1.00Q_n$).

O uso de análise espectral em conjunto com o monitoramento contínuo de vibrações, proporciona uma visão mais detalhada e precisa da condição do equipamento, permitindo a detecção precoce de falhas e a realização de intervenções de manutenção de forma proativa. O acesso a grandes volumes de dados e o emprego de tecnologias como a inteligência artificial têm contribuído significativamente para aprimorar a eficiência e confiabilidade da análise de vibrações em equipamentos industriais.

3.4 OBTENÇÃO DE RESULTADOS E CLASSIFICAÇÃO DO EQUIPAMENTO

A análise dos resultados das respostas vibracionais desempenha um papel crucial na classificação do equipamento de acordo com as tabelas da norma ISO-10816, que estabelece critérios para a avaliação das condições vibratórias de máquinas em operação. Essa análise permite determinar a classe do equipamento, que indica o nível de vibração aceitável para máquinas de diferentes tipos e tamanhos. Além disso, a

análise das respostas vibracionais também viabiliza a definição da zona limite de vibração, que delimita os valores de vibração considerados normais e aqueles que indicam condições anormais ou problemas potenciais no equipamento.

Essas classificações são essenciais para a implementação de estratégias eficazes de manutenção preditiva, permitindo identificar precocemente qualquer desvio nas condições operacionais do equipamento e tomar medidas corretivas antes que problemas mais graves ocorram. A conformidade com as diretrizes da ISO-10816 garante um monitoramento preciso e padronizado das vibrações, contribuindo para a segurança, eficiência e confiabilidade das máquinas industriais.

3.4.1 CURVAS DE PERFORMANCE PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS

As curvas de performance de uma bomba centrífuga são gráficos que representam as características operacionais e desempenho de uma bomba sob diversas condições de trabalho. Essas curvas mostram a relação entre parâmetros importantes como vazão (Q), altura manométrica (H), eficiência (η), potência absorvida (P) e a velocidade de rotação do impelidor (N). O gráfico com as curvas de performance para bomba em análise é mostrado na Figura 26.

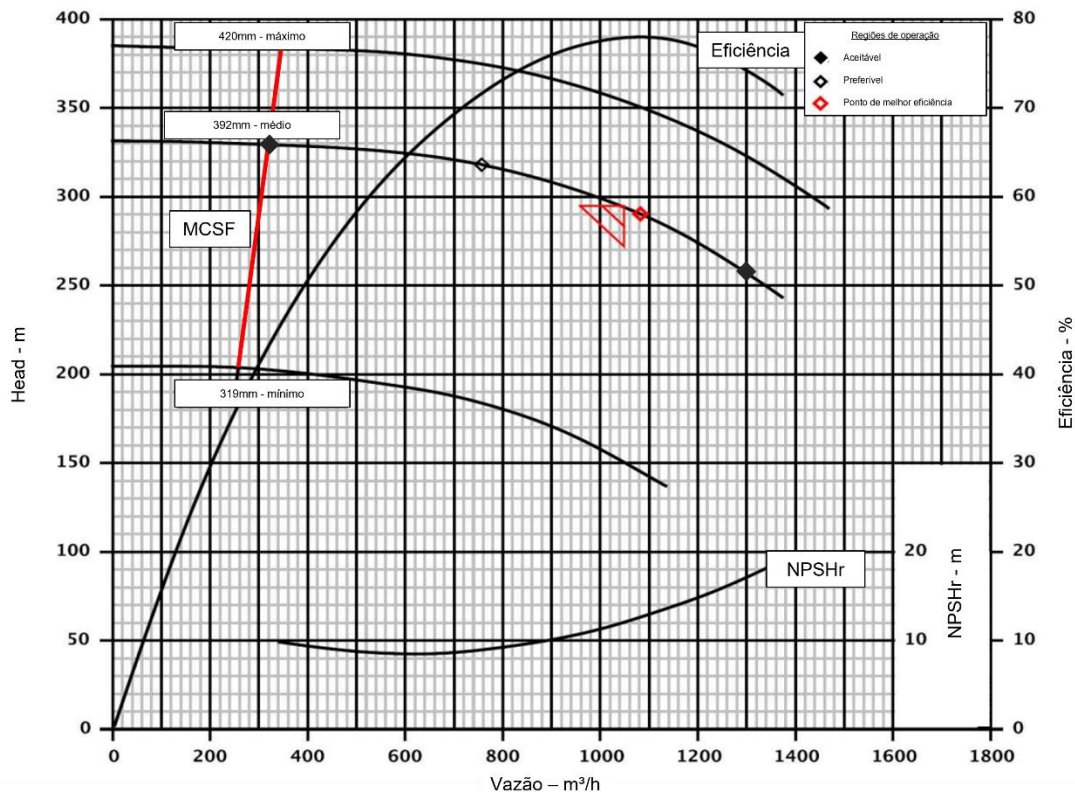


Figura 26 - Curvas de Performance para o equipamento estudado
Fonte: Autores, 2024

As curvas de performance ilustradas no gráfico acima são:

1. **H-Q** (Altura Manométrica vs. Vazão): Essa curva relaciona a altura manométrica gerada pela bomba e a vazão volumétrica. Geralmente, a altura manométrica diminui à medida que a vazão aumenta;
2. **η -Q** (Eficiência vs. Vazão): Sinaliza a eficiência da bomba em relação à vazão de operação;
3. **P-Q** (Potência Absorvida vs. Vazão): Mostra a potência absorvida pela bomba (ou potência exigida pelo eixo do motor) em relação à vazão, espera-se que, em condições normais, a potência absorvida aumente com o aumento da vazão do fluido;
4. **NPSHR-Q** (*Net Positive Suction Head Required* vs. Vazão): O NPSH é uma medida crítica do desempenho da bomba, e indica a pressão mínima necessária na sucção para evitar a cavitação, mostrando a relação entre o NPSH exigido e a vazão volumétrica de operação.

As curvas avaliadas para a análise da motobomba deste estudo de caso são as curvas **H-Q** e **η -Q**, devido à sua relevância na análise preditiva de vibração deste equipamento.

O ponto operacional de projeto, também denominado ponto de operação desejado ou ponto de trabalho, é definido para atender aos requisitos específicos do sistema em que a bomba centrífuga será instalada. Considera-se, principalmente, a vazão necessária e a altura manométrica requerida pelo sistema. O ponto operacional de projeto deve estar dentro da faixa de operação da bomba e, idealmente, próximo ao ponto de eficiência máxima.

A American Petroleum Institute (API) recomenda faixas de operação para as bombas que padroniza. Estas faixas são definidas como:

- **Regiões Preferenciais de Operação:** Esta região é delimitada pelo valor de vazão correspondente ao ponto de maior eficiência da bomba (BEP – *Best Efficiency Point*) e representa a faixa de 80% a 110% da vazão para o BEP.
- **Regiões Aceitáveis de Operação:** Analogamente à anterior, esta região representa a faixa de 70% a 120% da vazão para o BEP.

Outro ponto relevante no gráfico com as curvas de performance é o limite denominado **MCSF**. Este é um parâmetro crucial para bombas centrífugas, pois reflete a menor vazão na qual a bomba pode operar continuamente sem problemas ou danos. Operar a bomba abaixo do **MCSF** pode resultar em aumento de vibração, ruído e potencial de danos devido à cavitação, superaquecimento e outras condições adversas.

O objetivo deste capítulo é detalhar os procedimentos e técnicas utilizadas para a coleta e interpretação dos dados, garantindo a confiabilidade e precisão dos resultados obtidos, com especial atenção às recomendações da API e à importância dos parâmetros de operação na análise preditiva de vibração.

4 RESULTADOS

Neste capítulo, apresentamos e discutimos os resultados obtidos a partir da análise preditiva de vibrações em uma motobomba centrífuga do tipo API BB2. O estudo incluiu medições realizadas em três datas distintas, com a coleta de dados de vibração em diferentes pontos de operação do equipamento. As análises focam na formação das curvas do espectro de vibrações para cada par de sensores (lado acoplado e lado não acoplado) e nas curvas de amplitude de vibrações no domínio do tempo. Além disso, os resultados foram classificados de acordo com a norma ISO 10816, e são apresentadas sugestões para análises futuras.

4.1 PARÂMETROS E MEDIÇÕES

4.1.1 PARÂMETROS DA MOTOBOMBA API BB2

Para uma análise eficiente das respostas vibracionais medidas pelos acelerômetros, é necessário conhecer as seguintes informações sobre o equipamento em análise:

1. Limites de *Alarm* e *Trip* do equipamento: Esses limites, normalmente definidos pelos fabricantes, são, respectivamente, 6,1 mm/s e 10 mm/s para medições em valores RMS;
2. Pontos operacionais: São valores de referência de vazão foram utilizados para correlacionar com as outras duas principais curvas de performance avaliadas neste estudo: a curva de altura manométrica (*head*) e a curva de eficiência;
3. Classe do equipamento: A motobomba em análise se enquadra na **Classe III** (ISO 10816), por se tratar de um equipamento de grande porte montado sobre uma estrutura rígida;
4. Frequências fundamentais dos mancais: A metodologia de cálculo das frequências é descrita no capítulo anterior e seus resultados dispostos, a seguir, na Tabela 5.

Tabela 5 – Frequências fundamentais de defeitos para o mancal SKF 6312

<i>BPFI</i>	300Hz
<i>BPFO</i>	180Hz
<i>BSF</i>	225Hz
<i>FTF</i>	22,5Hz

Fonte: Autores, 2024

Caso o equipamento estudado tenha a amplitude de vibração excitada em quaisquer das frequências mostradas na tabela anterior, é possível que um ou mais defeitos estejam presentes nos componentes do mancal de rolamento.

4.1.2 POSIÇÃO DOS SENSORES

A Figura 27 apresenta um esquema detalhado de uma bomba centrífuga do tipo API BB2, similar a utilizada no estudo de caso deste trabalho, ilustrando o posicionamento dos sensores para a coleta de dados de vibração em uma vista isométrica. Os sensores posicionados do mesmo lado, tanto no lado acoplado quanto no lado não acoplado, estão estrategicamente defasados em 90°. Essa defasagem, claramente visível na Figura 26, é crucial para capturar com precisão as diferentes componentes das vibrações e garantir uma análise abrangente das condições operacionais da bomba.

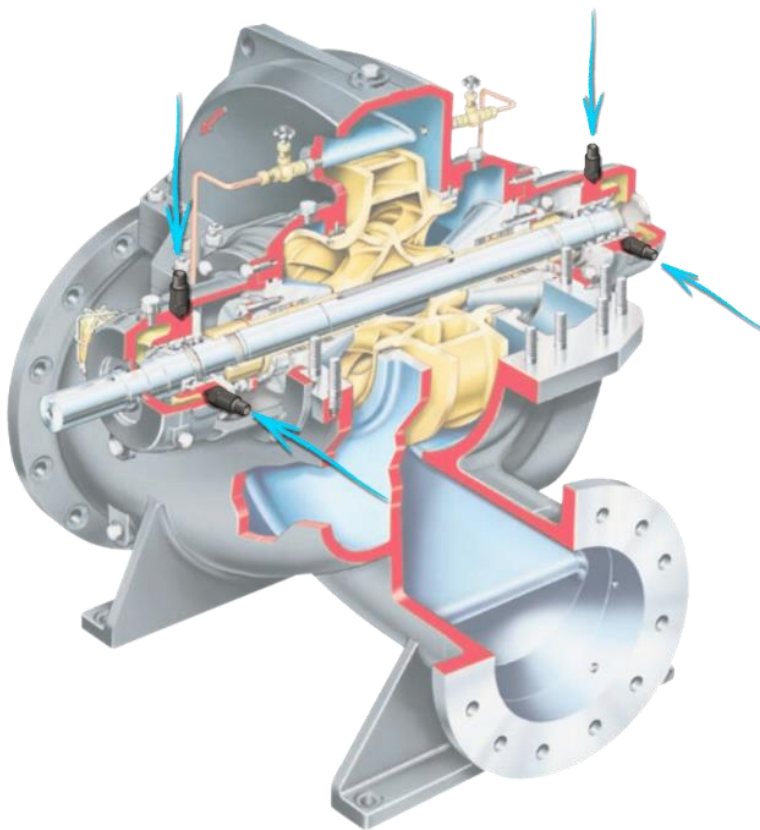


Figura 27 - Esquemático de uma bomba do tipo API BB2 com os acelerômetros 330400 nas posições de coleta de dados
Fonte: Adaptado do catálogo da Flowserve, 2024

4.2 INDICATIVO DOS PONTOS OPERACIONAIS

É fundamental compreender a relação entre os pontos de operação do equipamento e o BEP (*Best Efficiency Point*). O BEP, definido como 1048 m³/h, representa o ponto de maior eficiência operacional da bomba. Operar a bomba o mais próximo possível desse ponto é crucial para garantir máxima eficiência e minimizar o desgaste dos componentes.

A Tabela 6 apresenta as medições de vazão nas três datas de coleta de dados, permitindo uma análise comparativa das condições operacionais da motobomba ao longo do tempo.

Tabela 6 – Pontos de operação da Motobomba API BB2 para cada medição.

Nº da medição	Data	Vazão	BEP
1	25/12/2022	550 m ³ /h	1048 m ³ /h
2	25/06/2023	500 m ³ /h	
3	26/11/2023	1040 m ³ /h	

Fonte: Autores, 2024

É importante salientar que os pontos de operação foram meticulosamente selecionados para evidenciar a sua influência na condição vibratória da bomba centrífuga. Será possível observar nas próximas seções que os níveis vibracionais aumentam progressivamente à medida que o ponto operacional se afasta do BEP (*Best Efficiency Point*), conforme antecipado. Isso evidencia a importância dos dados de operação na compreensão do comportamento vibracional da motobomba em diferentes condições de carga e eficiência. A análise detalhada dos espectros de vibração e das amplitudes no domínio do tempo, apresentadas nas seções subsequentes, permitirá correlacionar os pontos de operação com os níveis de vibração e identificar possíveis anomalias ou padrões de desgaste.

4.3 ANÁLISE DAS RESPOSTAS VIBRACIONAIS

Nesta seção, será conduzida uma análise aprofundada das respostas vibracionais relativas aos três pontos de operação, com o intuito de avaliar as faixas de frequências nas curvas espectrais (curvas de amplitude no domínio da frequência) e no domínio do tempo. A análise focará nas frequências que apresentam as maiores amplitudes de vibração, observadas em ambos os sensores posicionados nos lados acoplado e não acoplado da bomba. Adicionalmente, será feita uma avaliação detalhada dos pontos em que os alarmes (Alarms) e desligamentos (Trips) foram acionados,

proporcionando uma compreensão abrangente das condições operacionais e de segurança do equipamento. Esta análise permitirá identificar padrões críticos de vibração e potenciais falhas, contribuindo para a manutenção preditiva e a operação otimizada da bomba centrífuga API BB2.

4.3.1 RESPOSTAS VIBRACIONAIS NO PRIMEIRO PERÍODO DE MEDIÇÕES

Nos gráficos de amplitude no domínio da frequência, é esperado que a faixa de frequência com maior excitação corresponda à frequência de excitação atuante na máquina. Isso implica que, na frequência de rotação do equipamento, sempre haverá um pico de excitação. Se a maior amplitude de vibração não estiver na faixa de frequência de rotação do equipamento, isso pode indicar a presença de um problema, como vibrações excessivas nas faixas de frequências de passagem de pás, frequentemente associadas à problemas hidráulicos no equipamento.

Nas figuras a seguir para as respostas vibracionais temos em vista que os sensores 1 e 2 dizem respeito ao mancal do lado acoplado do equipamento com o motor e os sensores 3 e 4, ao lado oposto ao acoplado.

A Figura 28 ilustra o ponto operacional da bomba no primeiro dia de análise dos dados, coincidente com as respostas vibracionais de amplitude tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência. Na figura, as regiões aceitáveis de operação para o equipamento são destacadas por retas verticais tracejadas em vermelho, conforme mostrado nos gráficos de performance. A região preferível de operação é delimitada pela reta vertical tracejada em verde e a segunda reta vermelha. A análise revela que, no dia examinado, a bomba operava fora da região preferível.

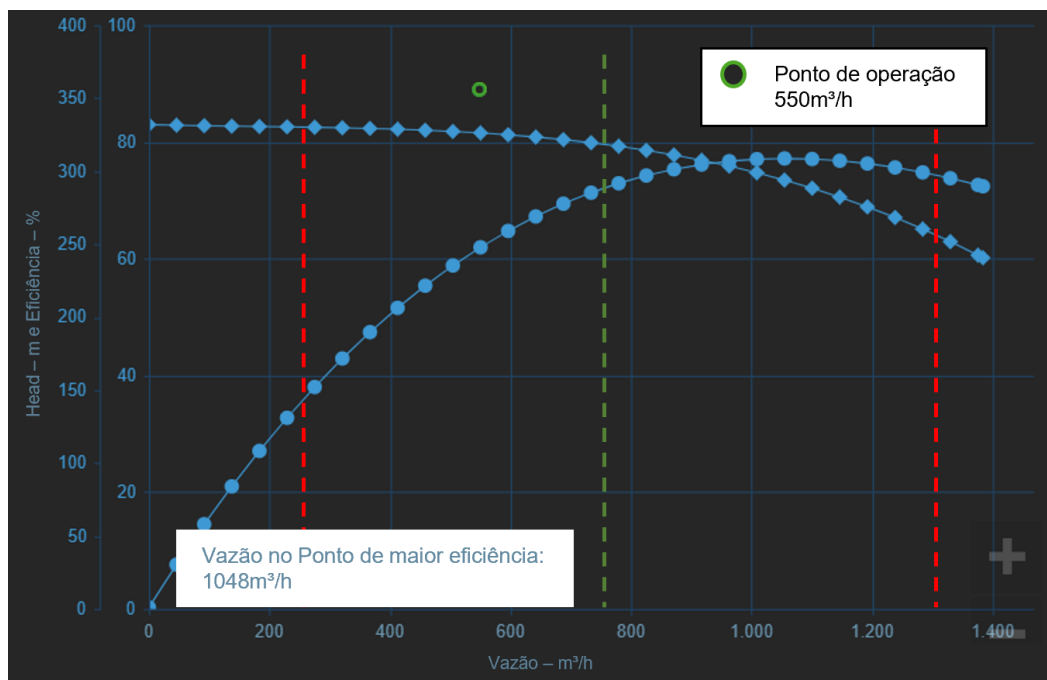


Figura 28 - Ponto operacional da bomba para o dia 25/12/2022
Fonte: Autores, 2024

As curvas no domínio do tempo dos sensores 1, 2, 3 e 4 (lado acoplado e não acoplado), Figura 29, apresentam o comportamento vibracional da motobomba no primeiro dia analisado. Nessa figura, os limites de *Alarm* e *Trip*, definidos pelo fabricante do equipamento, são destacados por retas horizontais amarelas e vermelhas, respectivamente. Além disso, um limite denominado *pre-alarm*, utilizado em técnicas de análise preditiva para identificação prévia de modos de falha, é indicado, embora não seja explorado neste trabalho. Observa-se na Figura 28 que as leituras de um dos sensores do lado acoplado estão acima do limite de *Alarm*.

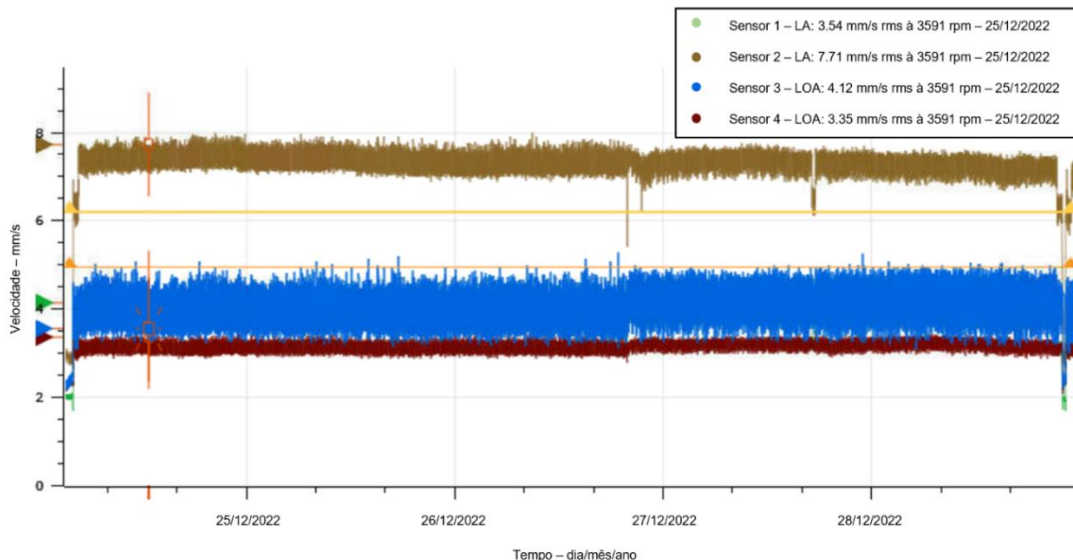


Figura 29 - Resposta vibracional de amplitude no domínio do tempo para o dia 25/12/2022
Fonte: Autores, 2024

A Figura 30 mostra a resposta espectral (amplitude no domínio da frequência) para os sensores do lado acoplado do equipamento. Na figura, observa-se uma excitação de amplitude significativa aproximadamente na faixa de 300 hertz, coincidente com a frequência de defeito BPF1 (*Ball Pass Frequency of Inner race*), indicando falha na pista interna do rolamento. No entanto, essa excitação é causada pelo ponto operacional e aparece na região da frequência de passagem de pás, onde há um

aumento na amplitude devido a problemas hidráulicos na bomba, como a operação afastada do BEP (*Best Efficiency Point*) por longos períodos.

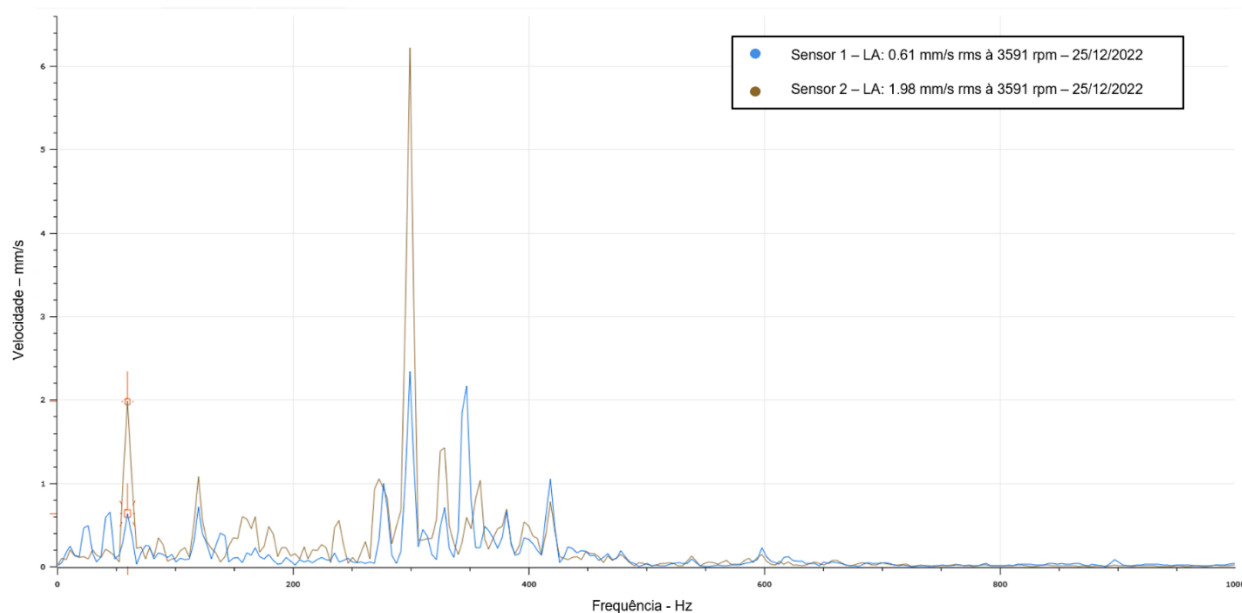


Figura 30 - Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado acoplado para o dia 25/12/2022
Fonte: Autores, 2024

A figura 31 mostra a resposta espectral para os sensores do lado não acoplado do equipamento. Analogamente à figura 29, há excitações na região de 300 hertz, sendo causadas pelo mesmo motivo visto nos sensores do lado acoplado, mostrados na figura 30.

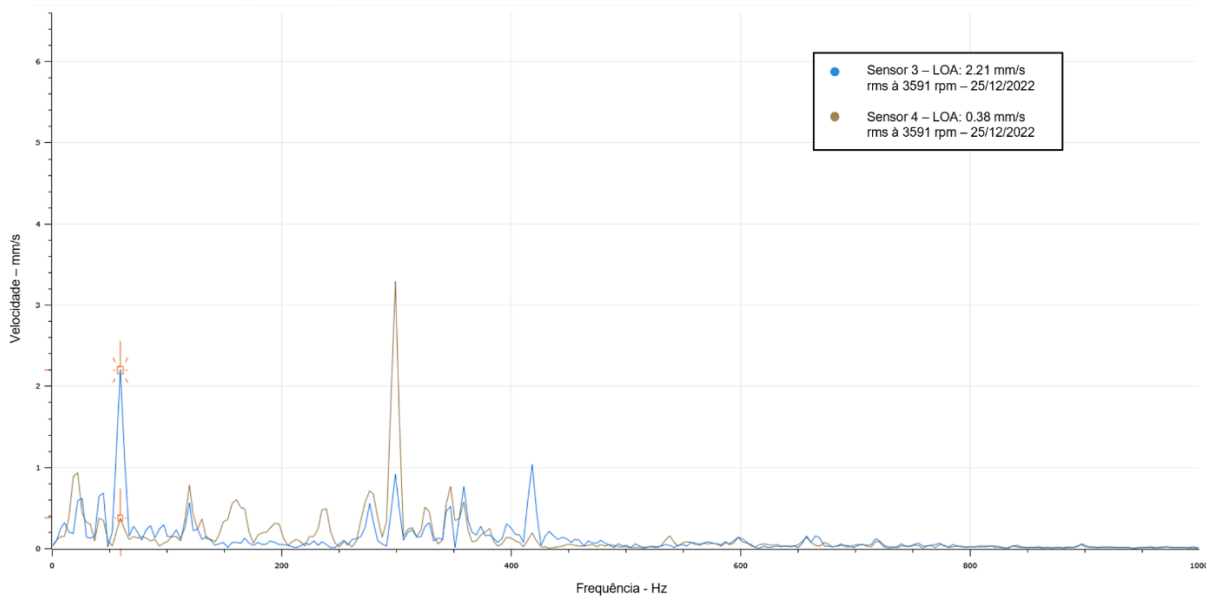


Figura 31 - Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado oposto ao acoplado para o dia 25/12/2022
Fonte: Autores, 2024

4.3.2 RESPOSTAS VIBRACIONAIS NO SEGUNDO PERÍODO DE MEDIÇÕES

Na curva apresentada na Figura 32, é possível observar que o equipamento está também está operando distante do BEP, estando fora da faixa preferível de operação. Isso provoca um comportamento vibratório similar ao identificado no primeiro dia de medições.

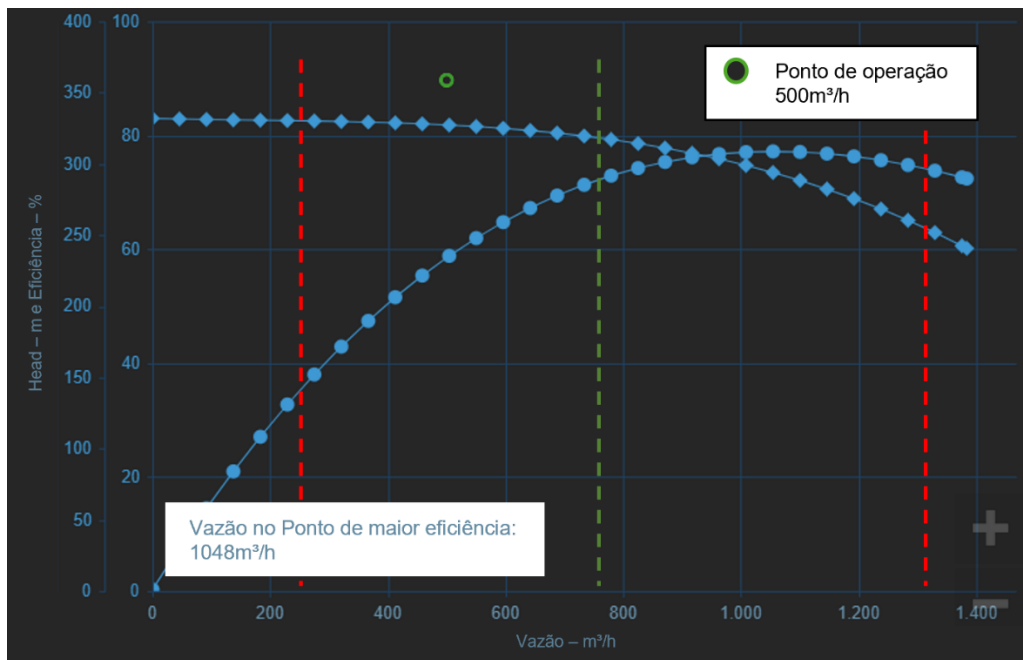


Figura 32 - Ponto operacional da bomba para o dia 25/06/2023
Fonte: Autores, 2024

Através das curvas de amplitudes por período, exibidas na Figura 33, foi possível constatar leituras que superaram os limites de *Alarm* em um dos sensores.

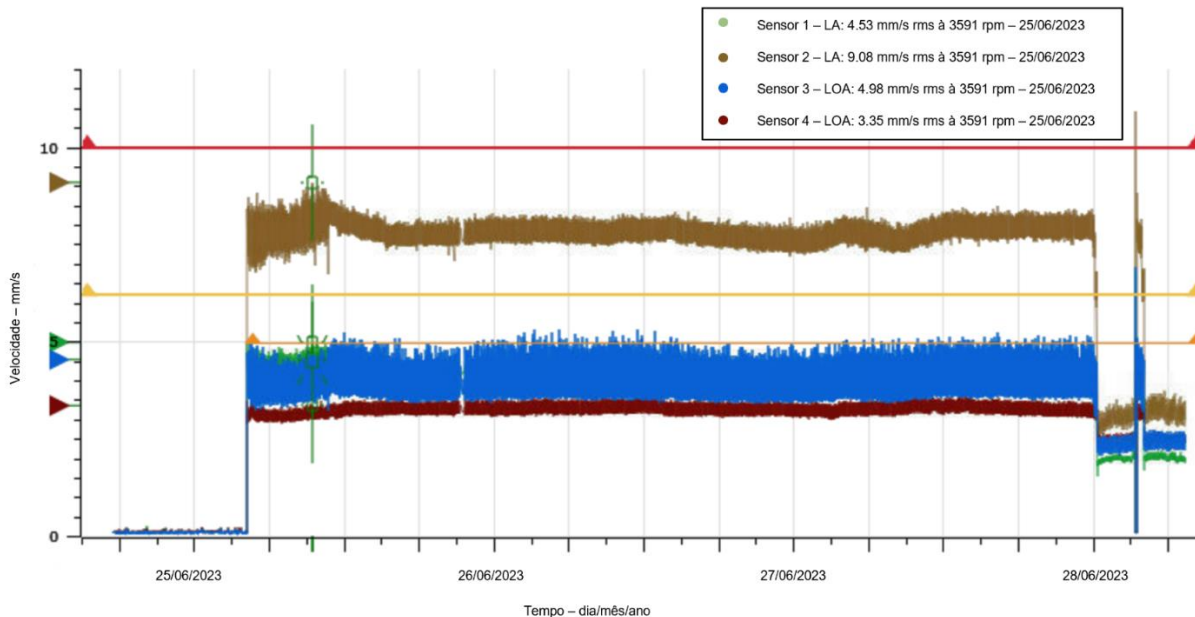


Figura 33 - Resposta vibracional de amplitude no domínio do tempo para o dia 25/06/2023
Fonte: Autores, 2024

A resposta espectral para os sensores do lado acoplado do equipamento para o segundo dia analisado, é mostrada na Figura 34. São notáveis os picos na faixa de 300 hertz, as mesmas antes vislumbradas nas figuras 30 e 31. A razão para tais picos, também está relacionada ao efeito de amplificação que ocorre na região da frequência de passagem de pás, causada pela operação significativamente afastada do BEP.

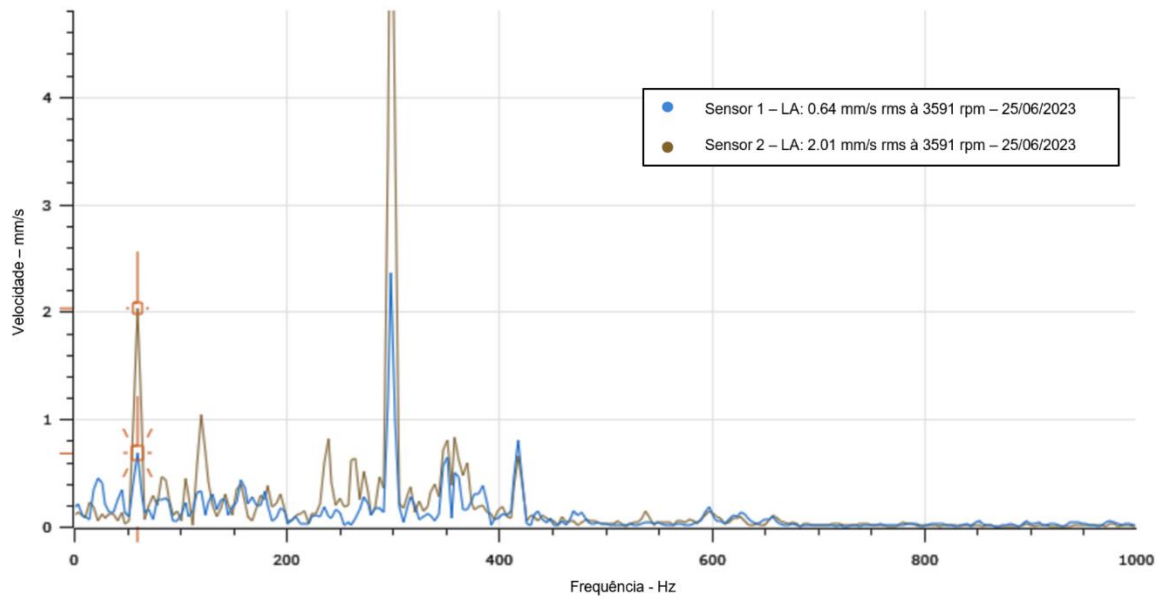


Figura 34 - Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado acoplado para o dia 25/06/2023
Fonte: Autores, 2024

De forma análoga à Figura 34, as respostas vibracionais observadas no lado não acoplado, Figura 35, demonstram valores mais críticos para ambos os sensores quando a frequência de 300 hertz é alcançada.

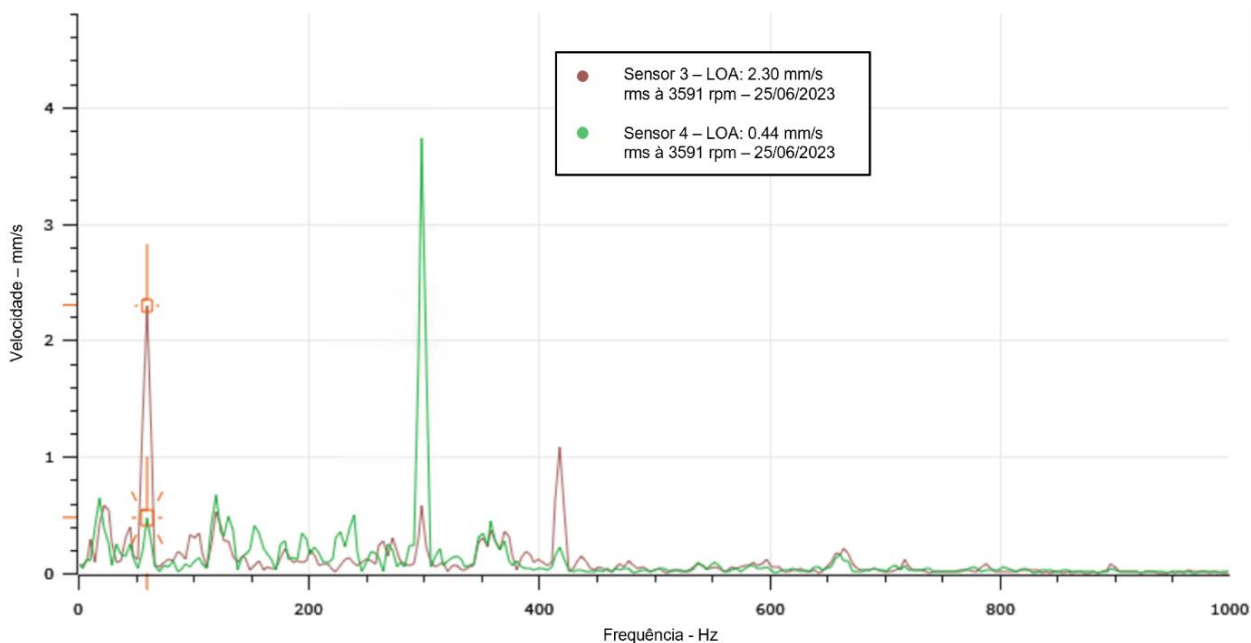


Figura 35 - Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado oposto ao acoplado para o dia 25/06/2023
Fonte: Autores, 2024

4.3.3 RESPOSTAS VIBRACIONAIS NO TERCEIRO PERÍODO DE MEDIÇÕES

Na Figura 36, revela-se o ponto de operação durante as últimas medições, evidenciando que durante esse período a motobomba operou bem próximo ao BEP. Isto provoca uma maior transferência de energia de pressão e velocidade para o fluido e menor desperdício de energia por temperatura, ruído e vibrações.

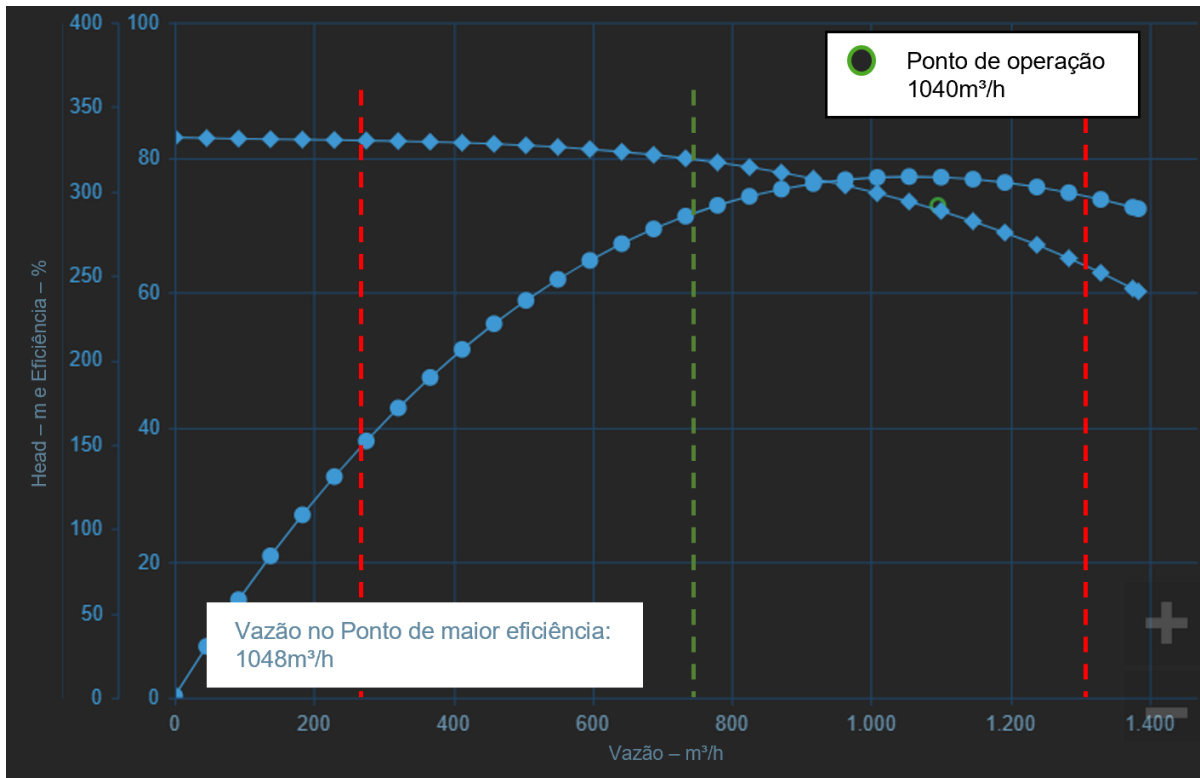


Figura 36 - Ponto operacional da bomba para o dia 26/11/2023
Fonte: Autores, 2024

O decaimento das amplitudes vibracionais pode ser visto na Figura 37, atingindo níveis mais baixos se compararmos aos períodos de medição exibidos nas seções anteriores.

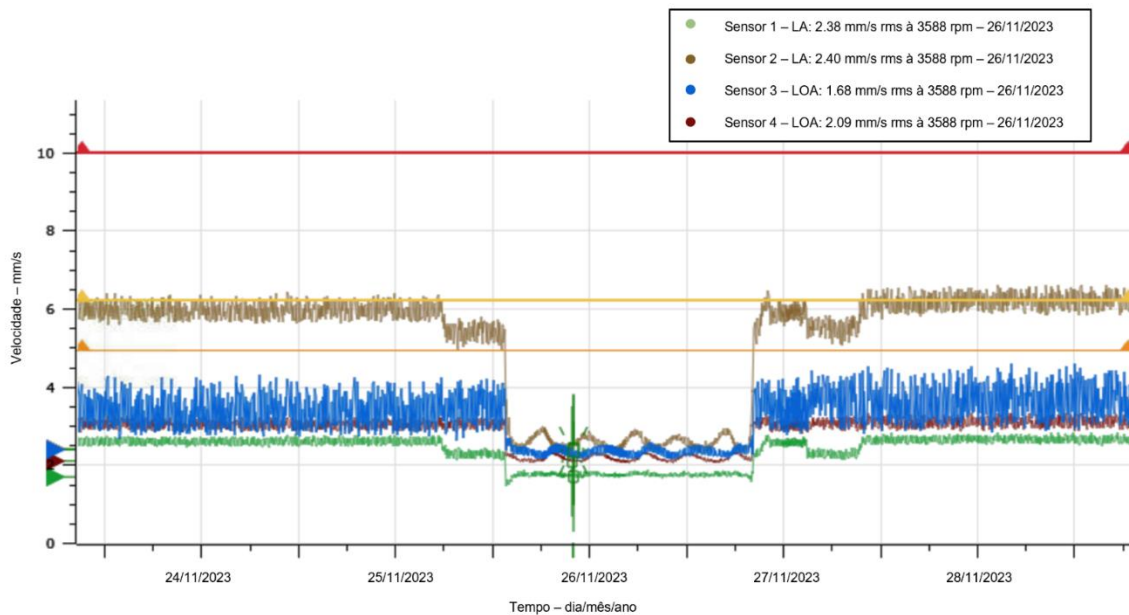


Figura 37 - Resposta vibracional de amplitude no domínio do tempo para o dia 26/11/2023
Fonte: Autores, 2024

Observando as respostas espectrais para ambos os lados, Figuras 38 e 39, foi possível constatar que picos outrora observados em frequências próximas a 300 hertz, não se fazem presentes.

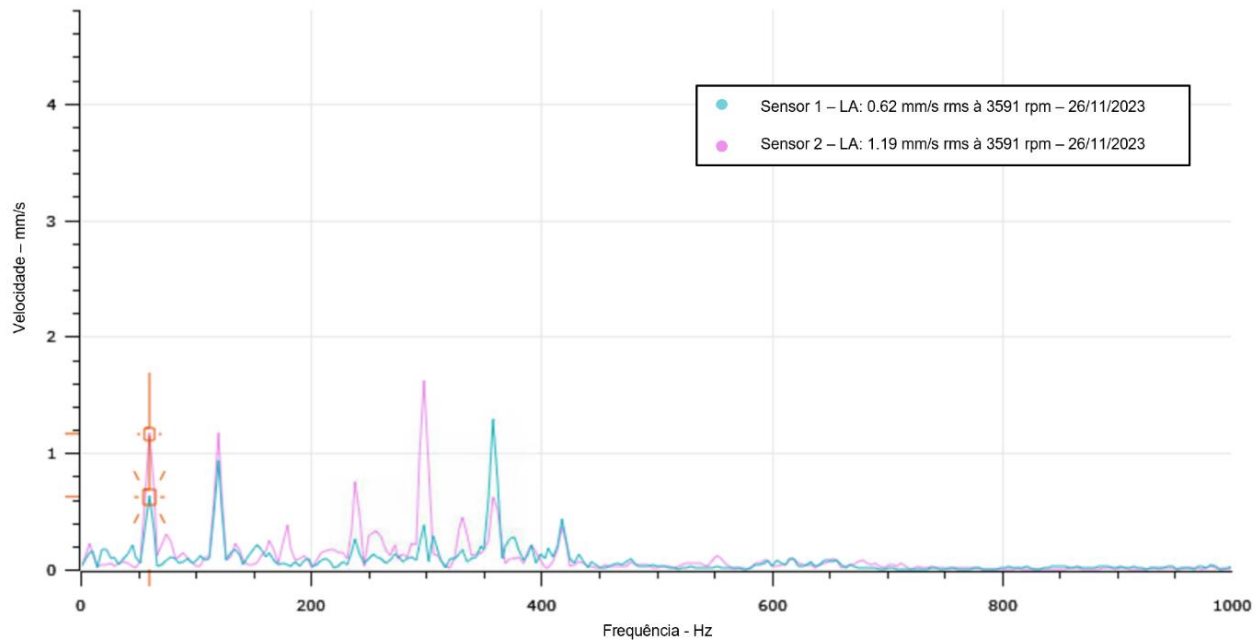


Figura 38 - Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado acoplado para o dia 26/11/2023
Fonte: Autores, 2024

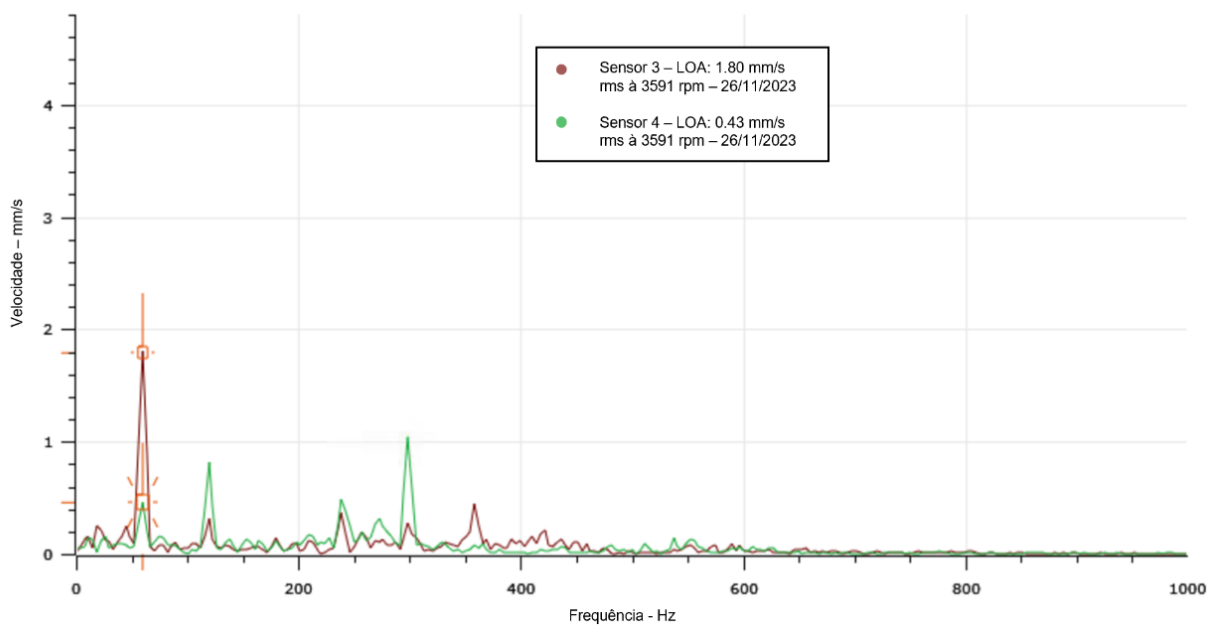


Figura 39 - Resposta vibracional de amplitude no domínio da frequência para o lado oposto ao acoplado para o dia 26/11/2023
Fonte: Autores, 2024

Este fato corrobora com o argumento de que excitações anteriores são decorrentes do funcionamento em pontos operacionais que distam do BEP e não por defeitos na pista interna do mancal de rolamento. Na ocorrência de defeitos mecânicos no rolamento, mesmo que operando próximo ao BEP, a intensificação das amplitudes seria detectável na zona de frequência para esse defeito.

Avaliando todas as respostas vibracionais, observa-se uma diferença nas amplitudes medidas pelos acelerômetros. Esse fenômeno é esperado, pois em um eixo ou qualquer outro equipamento mecânico, a vibração pode amplificar-se de maneira variável em diferentes regiões, dependendo dos graus de liberdade do componente ou da máquina.

Por exemplo, o sensor 2 registra valores e picos de vibração maiores, uma vez que a direção de maior energia vibracional coincide com a orientação desse sensor. No entanto, apesar da identificação de maiores amplitudes de vibração nessa direção, não foi possível caracterizar uma condição específica para esse fenômeno. Para uma caracterização precisa, seriam necessárias informações adicionais, como a condição de balanceamento do rotor, entre outros fatores.

4.4 ANÁLISE FINAL E CLASSIFICAÇÃO SEGUNDO A ISO 10816

A seguir, na Tabela 6 e na Figura 40, são apresentadas as respostas de amplitude no domínio do tempo para os três dias analisados. Esses dados são comparados com os valores de operação aceitáveis definidos pela norma, conforme a classe ISO do equipamento.

Tabela 6 - Amplitudes no domínio do tempo para os três dias analisados

Dia analisado	Amplitudes no domínio do tempo (mm/s em RMS) – Zona de Avaliação ISO			
	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3	Sensor 4
25/12/2022	3.54 - Zona B	7.71 - Zona C	4.12 - Zona B	3.35 - Zona B
25/06/2023	4.53 - Zona B	9.08 - Zona C	4.98 - Zona B	3.35 - Zona B
26/11/2023	2.38 - Zona A	2.40 - Zona A	1.68 - Zona A	2.09 - Zona A

Fonte: Autores, 2024

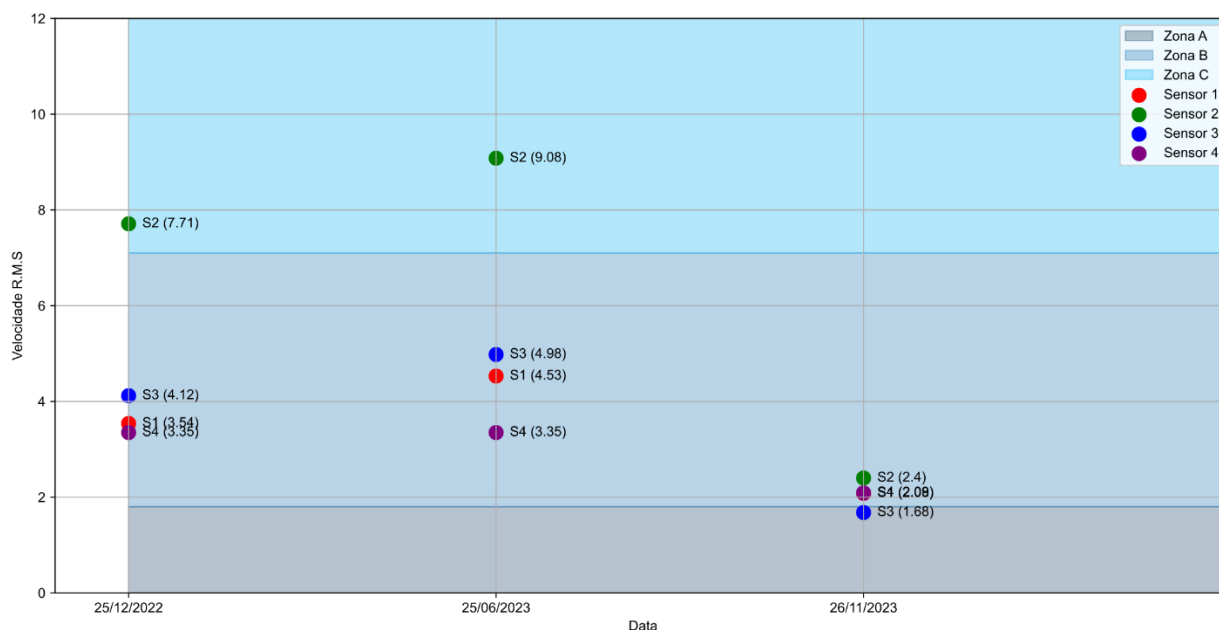


Figura 40 – Respostas nos sensores dos sensores nos dias selecionados e sua relação com as zonas de aceitação da ISO 10816.
Fonte: Autores, 2024

Os resultados indicam que quando o equipamento opera fora da região preferível de operação, afastado do ponto de maior eficiência, tomando o valor mais crítico que é o de maior amplitude como o de comparação, que a zona de avaliação onde o mesmo opera é a C, na qual a própria norma ratifica ser uma condição insatisfatória para o equipamento a longo prazo.

4.5 RECOMENDAÇÕES PREDITIVAS

Tendo os resultados analisados e a grande influência do ponto operacional para as respostas vibratórias para o equipamento de estudo em vista, é vital para a saúde da bomba centrífuga estudada que se evitem operações a longo prazo em regiões onde a eficiência do equipamento é baixa, pois o resultado para essas operações são respostas vibracionais insatisfatórias, como visto no tópico anterior.

Operando o equipamento mais próximo ao BEP, os limites de *Alarm* e *Trip* não serão atingidos e isso garantirá a condição plena do equipamento em todo o seu tempo útil operacional. Também é válido ressaltar que para garantir a qualidade dos dados e

informações coletadas e transmitidas pelos sensores de carcaça, recomenda-se que os instrumentos sejam regularmente calibrados, a fim de manter a validade e precisão dos dados coletados.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho investigou as vibrações em uma bomba centrífuga do tipo API BB2, analisando a influência do ponto operacional nas respostas vibracionais. O estudo aplicou técnicas de análise preditiva para identificar e mitigar potenciais falhas, assegurando assim a confiabilidade e eficiência das operações da bomba. Ao longo do estudo, foi realizada uma revisão abrangente da literatura sobre bombas centrífugas, com ênfase no tipo API BB2 e sua sensibilidade às vibrações. Através da coleta e análise de dados experimentais, identificaram-se os harmônicos predominantes e suas correlações com possíveis fontes de vibrações, como defeitos nos componentes do mancal de rolamento e problemas hidráulicos evidenciados pela frequência de passagem de pás.

Os resultados indicaram que os níveis vibratórios da bomba são classificados pela norma como insatisfatórios para operações a longo prazo, especialmente quando a bomba opera distante do ponto de melhor eficiência. A análise espectral revelou que esses níveis elevados de vibração, evidenciados pela frequência de passagem de pás, são causados pela instabilidade de fluxo hidráulico, não sendo possível identificar defeitos nos componentes da bomba. O efeito de amplificação de vibrações, ocorrendo na frequência de defeito na pista interna dos mancais de rolamento, sugere que a bomba pode vir a apresentar falhas nos mancais, em operações prolongadas, nos pontos de operação que distam do ponto de melhor eficiência.

Com base nesses resultados, foram propostas recomendações para aprimorar o programa de manutenção preditiva da bomba API BB2. Entre essas recomendações estão a operação mais próxima do ponto de maior eficiência e a calibração regular de instrumentos e sensores utilizados para medições de vibrações. As contribuições deste estudo abrangem tanto o conhecimento teórico quanto a aplicação prática da análise preditiva de vibrações em bombas centrífugas. Espera-se que os resultados e recomendações oferecidas forneçam uma base sólida para o aprimoramento dos programas de manutenção preditiva e a melhoria da confiabilidade e desempenho das bombas centrífugas em geral.

Conclui-se que a aplicação da análise preditiva de vibrações em bombas centrífugas é uma técnica eficiente para identificar, diagnosticar e solucionar potenciais falhas, contribuindo para a otimização da manutenção, aumento da vida útil dos componentes e melhoria da eficiência e segurança das operações.

5.1. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Os resultados e análises deste estudo abriram várias possibilidades para pesquisas futuras, que podem aprofundar e expandir o conhecimento sobre a análise preditiva de vibrações em bombas centrífugas, especialmente do tipo API BB2. Com base nas observações feitas e nas lacunas identificadas ao longo do estudo, sugerem-se os seguintes tópicos para investigações futuras:

1. **Estudo sobre o Alinhamento de Eixos e Acoplamentos:** Investigar a influência do alinhamento entre os eixos da máquina acionada e a máquina acionadora, bem como do acoplamento que transmite o movimento nas respostas vibracionais, para determinar o impacto no desempenho e na longevidade dos componentes;
2. **Análise das Respostas Vibracionais em Aceleração:** Realizar a análise das respostas vibracionais de amplitude no domínio da frequência para os dados em aceleração, ao invés de velocidade, pois a aceleração em faixas de frequências maiores pode caracterizar algumas falhas em estágios iniciais.
3. **Análise Probabilística dos Pontos de Operação:** Conduzir análises probabilísticas envolvendo os pontos de operação que distam do ponto de melhor eficiência (BEP) e os níveis vibratórios, para encontrar uma melhor correlação entre a performance hidráulica da bomba e as vibrações;
4. **Monitoramento Contínuo e Diagnóstico em Tempo Real:** Desenvolver um sistema de monitoramento contínuo e diagnóstico em tempo real utilizando técnicas de machine learning e inteligência artificial para prever falhas iminentes e recomendar ações corretivas proativas;
5. **Estudo de Materiais e Revestimentos:** Investigar o impacto de diferentes materiais e revestimentos nos componentes da bomba (como mancais de

- rolamento e pás do rotor) sobre as características vibracionais e a resistência ao desgaste;
6. **Análise de Modos de Falha Complexos:** Realizar uma análise detalhada de modos de falha complexos, como ressonância mecânica e interações não lineares entre componentes, que podem não ser detectados por análises vibracionais convencionais;
 7. **Impacto das Condições Operacionais Variáveis:** Estudar o impacto de condições operacionais variáveis, como mudanças na carga, temperatura e viscosidade do fluido, nas respostas vibracionais e na vida útil dos componentes da bomba;
 8. **Implementação de Manutenção Preditiva Baseada em Condição:** Desenvolver e testar um programa de manutenção preditiva baseado em condição (CBM) que utilize dados de vibração em combinação com outros parâmetros operacionais para otimizar os intervalos de manutenção e reduzir o tempo de inatividade.
 9. **Comparação entre Técnicas de Análise Preditiva:** Comparar a eficácia de diferentes técnicas de análise preditiva, como análise de vibração, análise de óleo e termografia, na detecção de falhas em bombas centrífugas do tipo API BB2.
 10. **Estudo do Efeito de Amplificação de Vibrações:** Investigar mais profundamente o efeito de amplificação de vibrações na frequência de defeito na pista interna dos mancais de rolamento e seu impacto a longo prazo na operação da bomba.
 11. **Análise de Perda de Carga Causada pela Vibração:** Estudar a perda de carga em sistemas de bombeamento causada pelas vibrações, investigando como as vibrações afetam o desempenho hidráulico da bomba, especialmente em termos de eficiência e capacidade de fluxo. Esse estudo pode ajudar a identificar correlações entre níveis de vibração e aumento da perda de carga, propondo soluções para minimizar esse efeito.

REFERÊNCIAS

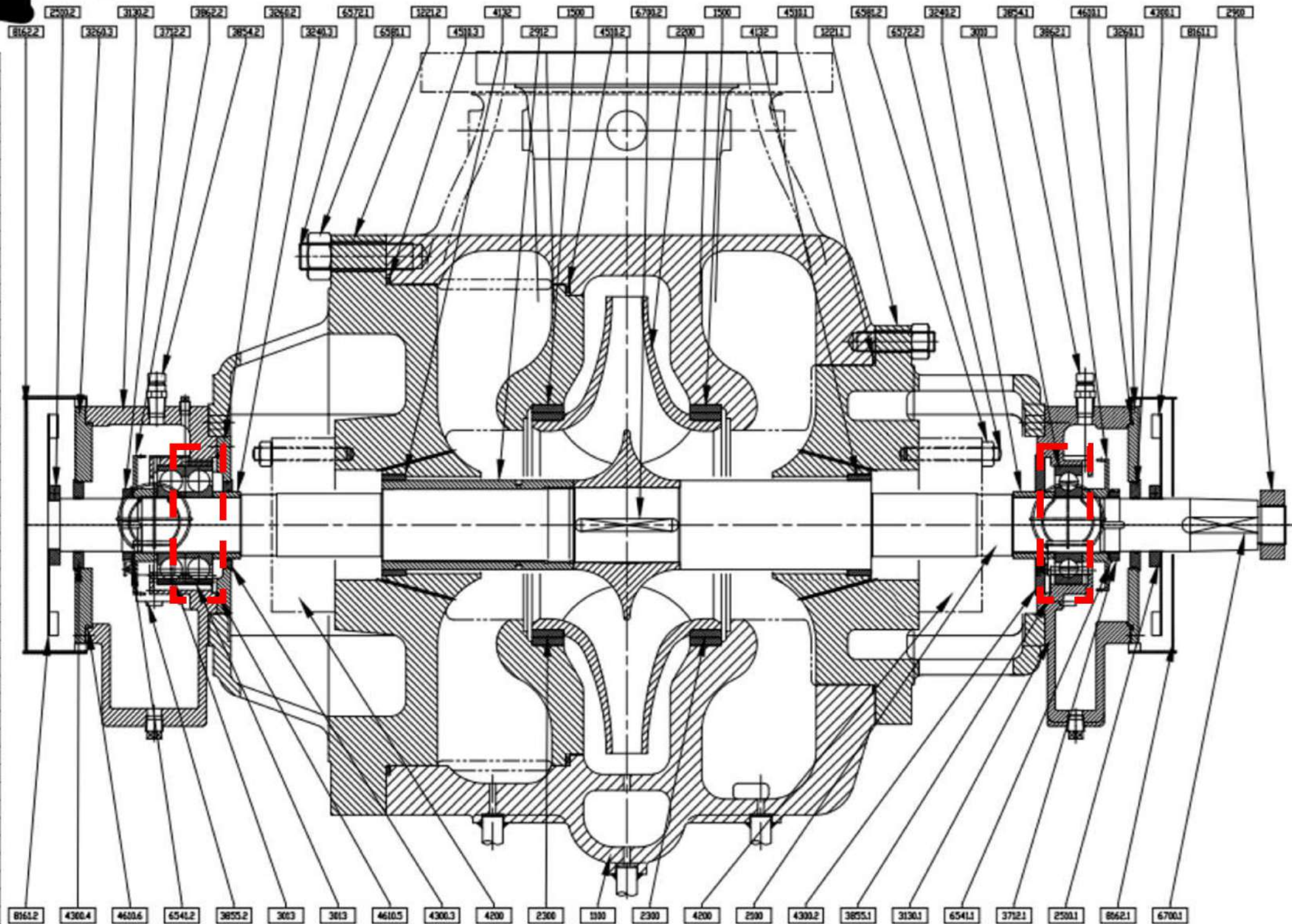
- [1] MOUBRAY, J. – **Reliability-centered Maintenance**, Second Edition, Butterworth Heinemann, London UK, 1997;
- [1] ZONTA, Tiago et al. **Predictive maintenance in the Industry 4.0: A systematic literature review**. Computers & Industrial Engineering, v. 150, p. 106889, 2020;
- [2] KARDEC, Allan; NASCIF, Júlio. **Manutenção-função estratégica**. Qualitymark Editora Ltda, 2009;
- [3] XENOS, Harilaus G. **Gerenciando a manutenção produtiva: Melhores práticas para eliminar falhas nos equipamentos e maximizar a produtividade**. Falconi Editora, 2014;
- [4] TÉCNICAS, ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS. **NBR 5462: Confiabilidade e manutenibilidade**. Rio de Janeiro: ABNT, 1994;
- [5] DA SILVA, Fernando Ribeiro. **VIBRAÇÕES MECÂNICAS**, Departamento de Engenharia Mecânica, 2011;
- [6] DA SILVA, Fernando Ribeiro. **APOSTILA DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS**, Departamento de Engenharia Mecânica, 2016;
- [8] RAO, Singiresu; **VIBRAÇÕES MECÂNICAS**, 4ª edição, Pearson Prentice Hall, 2009, São Paulo;
- [9] GIRDHA, P.; **PRACTICAL MACHINERY VIBRATION ANALYSIS AND PREDICTIVE MAINTENANCE**, Newnes (Elsevier), 2004, Oxford;
- [10] BENTLY, Donald E.; HATCH'CHARLES, T. **Fundamentals of rotating machinery diagnostics**. Mechanical Engineering-CIME, v. 125, n. 12, p. 53-54, 2003.
- [11] TÚMA, J. **ACTIVE VIBRATION CONTROL OF A CANTILEVER BEAM**. Engineering Mechanics, p. 55, 2012;
- [12] MACINTYRE, Archibald Joseph. **Bombas e instalações de bombeamento**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982;
- [13] STANDARD, A.P.I. **Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services**. 2002;
- [14] KARASSIK, I. J., KRUTZSCH, W. C., FRASER, W. H., & MESSINA, J. P. (1986). **Pump handbook (2nd ed.)**. New York: McGraw-Hill;

- [15] GÜLICH, Johann Friedrich; GÜLICH, Johann Friedrich. **Partload operation, impact of 3-D flow phenomena performance**. Centrifugal pumps, p. 219-305, 2020.
- [16] **Medindo choque e vibração com sensores de acelerômetro**. DEWESoft, 2022. Disponível em: <https://dewesoft.com/pt/blog/medir-choque-vibrao-com-acelermetros>;
- [17] **THE PROXIMITOR**. DMC Engenharia e Sistemas Ibéricos, LTDA, 2023. Disponível em: <https://www.dmc.pt/en/proximitor/>;
- [18] BIRAJDAR, Ravindra; PATIL, Rajashri; KHANZODE, Kedar. **Vibration and noise in centrifugal pumps-Sources and diagnosis methods**, 2009.
- [19] **Manual SKF de Manutenção de Rolamentos**. SKF, São Paulo, Brasil, 1997;
- [20] VESCOVI, O.L.D. **Demodulação de Amplitude Através da Transformada de Hilbert Como Ferramenta de Diagnóstico de Mancais de Rolamento em Uma População de Equipamentos Rotativos**. PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, Brasil. 2000;
- [21] MENNA, Alexandre Ribeiro. **Detecção de falhas em mancais de rolamento por análise de vibrações em banda larga: um caso prático de aplicação em uma população de equipamentos rotativos**. 2007;
- [22] ALMEIDA, M.T.; GÓZ, R.D.S; **Análise de Vibrações: Medida e Diagnosticos**. FUPAI, Itajuba, Brasil. 2007;
- [23] GARCIA, M. S.. **ANÁLISE DE DEFEITOS EM SISTEMAS MECÂNICOS ROTATIVOS A PARTIR DA MONITORAÇÃO DE VIBRAÇÕES**. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2005;
- [24] TIBONI, M.; REMINO, C.; BUSSOLA, R.; AMICI, C. **A Review on Vibration-Based Condition Monitoring of Rotating Machinery**. *Appl. Sci.* 2022, 12, 972. <https://doi.org/10.3390/app12030972>;
- [25] LUO, X.; YANG, J.; SONG, L. **Analysis and research on vibration characteristics of nuclear centrifugal pumps at low flow rates**. *Energy reports*, v. 8, p. 1273–1282, 2022;
- [26] YU, X.; FENG, Z.; LIANG, M. Analytical vibration signal model and signature analysis in resonance region for planetary gearbox fault diagnosis. **Journal of sound and vibration**, v. 498, n. 115962, p. 115962, 2021;

- [27] AL-OBAIDI, A. R. **Investigation of effect of pump rotational speed on performance and detection of cavitation within a centrifugal pump using vibration analysis.** *Heliyon*, v. 5, n. 6, p. e01910, 2019;
- [28] KUMAR, A.; KUMAR, R. Time-frequency analysis and support vector machine in automatic detection of defect from vibration signal of centrifugal pump. **Measurement: journal of the International Measurement Confederation**, v. 108, p. 119–133, 2017;
- [29] ZHANG, Y. et al. **Vibration analysis of a high-pressure multistage centrifugal pump.** *Scientific reports*, v. 12, n. 1, 2022;
- [30] NEVADA, BENTLY. **Operation Manual 330400 and 330425 Accelerometer**, 2007.
- [31] Catálogo Flowserve. **Bomba de Simples Estágio, Dupla Sucção, Bipartidade Axialmente, Entre Mancais.** Flowserve Corporation, 2014.

ANEXO A – Arranjo Geral da Motobomba Centrífuga do tipo API BB2. Disposição da bomba, acoplamento e motor.

ANEXO B – Desenho técnico de corte da bomba. Vista frontal.



ANEXO C – Esquemático real dos acelerômetros na bomba.

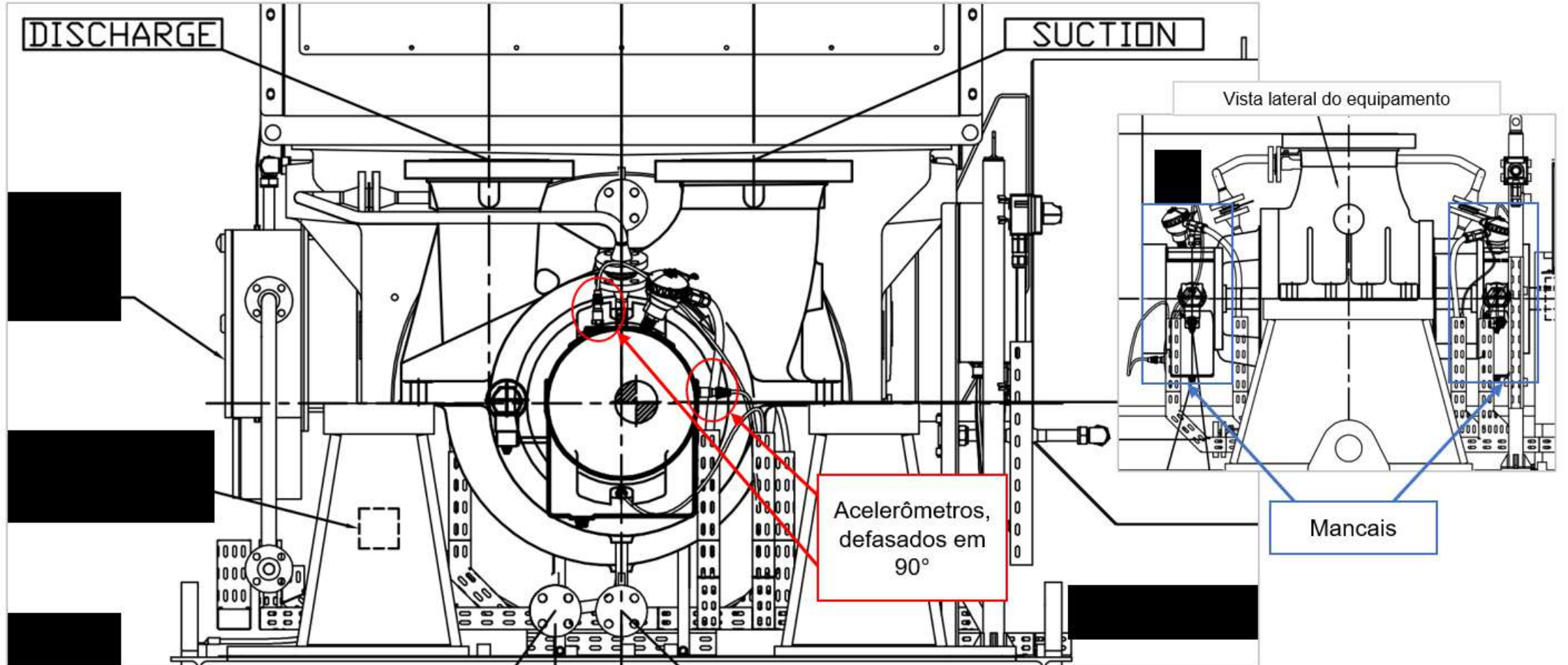
DISCHARGE

SUCTION

Vista lateral do equipamento

Acelerômetros,
defasados em
90°

Mancais



ANEXO D – Manual do acelerômetro. Bently Nevada.

330400 and 330425 Accelerometer Acceleration Transducers

Bently Nevada* Asset Condition Monitoring



Description

These accelerometers are intended for critical machinery applications where casing acceleration measurements are required, such as gear mesh monitoring. The 330400 is designed to address the requirements of American Petroleum Institute Standard 670 for accelerometers. It provides an amplitude range of 50 g peak and a sensitivity of 100 mV/g. The 330425 is identical except it provides a larger amplitude range (75 g peak) and a sensitivity of 25 mV/g.

Caution

If housing measurements are being made for overall protection of the machine, thought should be given to the usefulness of the measurement for each application. Most common machine malfunctions (imbalance, misalignment, etc.) originate at the rotor and cause an increase (or at least a change) in rotor vibration. In order for any housing measurement alone to be effective for overall machine protection, a significant amount of rotor vibration must be faithfully transmitted to the bearing housing or machine casing, or more specifically, to the mounting location of the transducer.

In addition, care should be exercised in the physical installation of the transducer. Improper installation can result in a degradation of the transducer's performance, and/or the generation of signals which do not represent actual machine vibration. Integration of the output to velocity can worsen this. Extreme caution should be exercised if integrating to velocity. For high quality velocity measurements the 330500 Velomitor* Sensor should be used.

Upon request, we can provide engineering services to determine the appropriateness of housing measurements for the machine in question and/or to provide installation assistance.



Specifications

Parameters are specified from +20 to +30 °C (+68 to +86 °F) and 100 Hz unless otherwise indicated.

Note: Operation outside the specified limits may result in false readings or loss of machine monitoring.

Electrical

330400

Sensitivity:

10.2 mV/m/s² (100 mV/g) ±5%.

Acceleration range:

490 m/s² (50 g) peak overall acceleration within the 10 Hz to 15 kHz frequency span. Vibration at frequencies above 15 kHz, especially at the transducers resonance will significantly decrease this range.

Amplitude Linearity:

±1% to 490 m/s² (50 g) peak.

Broadband Noise Floor (10 Hz to 15 kHz):

0.039 m/s² (0.004 g) rms.

330425

Sensitivity:

2.5 mV/m/s² (25 mV/g) ±5%.

Acceleration Range:

735 m/s² (75 g) peak overall acceleration within the 10 Hz to 15 kHz frequency span. Vibration at frequencies above 15 kHz, especially at the transducer's resonance, will significantly decrease this range.

Amplitude Linearity:

±1% to 735 m/s² (75 g) peak.

Broadband Noise Floor (10 Hz to 15 kHz):

0.098 m/s² (0.01 g) rms.

Both Units

Frequency Response:

10 Hz to 15 kHz
(600 cpm to 900,000 cpm) ±3dB;
30 Hz to 10 kHz
(1800 cpm to 600,000 cpm) ±10%

Temperature Sensitivity:

-11% to +3% typical over the operating temperature range.

Transverse Sensitivity:

Less than 5% of axial.

Mounted Resonant Frequency:

Greater than 30 kHz.

Amplitude of Resonant Peak:

20 dB maximum.

Base Strain Sensitivity:

For serial numbers

preceded by the letter "G" (including all new sensors):

49 mm/s²/μstrain (0.005 g/μstrain)

For serial numbers

NOT preceded by the letter "G" (shipped prior to April 2004):

980 mm/s²/μstrain (0.100 g/μstrain) without Mounting Base (API adapter);

4.9 mm/s²/μstrain (0.0005 g/μstrain) with Mounting Base (API adapter) supplied with the accelerometer.

Note: Bently Nevada recommends installing with the Mounting base to minimize base strain sensitivity for serial numbers NOT preceded by the letter "G".

Maximum cable length:

305 metres (1000 ft) with no degradation of signal.

Power requirements:

Input Voltage

-24 ± 0.5 Vdc.

Bias Current:

2 mA nominal.

Output Bias Voltage:

-8.5 ± 0.5 Vdc.

Grounding:

Case isolated.

Hazardous Area Approvals


Multiple approvals for hazardous areas certified by Canadian Standards Association (CSA) in North America and by LCIE in Europe.


North America

Ex ia IIC T4
AEx ia IIC T4
Class I, Div 1 Groups A, B, C & D
Class II, Groups E, F, and G
Class III
When installed per dwg 167538
T4 @ -40°C ≤ Ta ≤ 100°C

Ex nL IIC T4
AEx nA IIC T4
Class I, Div 2 Groups A, B, C & D
When installed per dwg 167538
T4 @ -40°C ≤ Ta ≤ 100°C

European/ATEX

 II 1 G
Ex ia IIC T4 Ga
T4 @ -55°C ≤ Ta ≤ 121°C

 II 3 G
Ex nA IIC T4 Gc
T4 @ -55°C ≤ Ta ≤ 121°C

IECEX

Ex ia IIC T4 Ga
Ex nA IIC T4 Gc
T4 @ -55°C ≤ Ta ≤ 121°C

BRAZIL

Ex ia IIC T4 Ga
T4 @ -40°C ≤ Ta ≤ 100°C

Country specific approvals may be available. Please consult your local Customer Care Representative for more information.

For further certification and approvals information please visit the following website:

www.ge-mcs.com/bently

Compliance and Certification

EMC

Standards:

EN 61326-2-1 Test configurations, operational conditions and performance criteria for sensitive test and measurement equipment for EMC unprotected applications

EN 61326-2-3 Test configuration, operational conditions and performance criteria for transducers with integrated or remote signal conditioning

European Community Directives:
EMC Directive 2004/108/EC

For further certification and approvals information please visit the following website:

www.ge-mcs.com/bently

Environmental Limits

Operating and storage temperature:

-55°C to +121°C (-67°F to +250°F)

Shock Survivability:

49,050 m/s² (5000 g) peak, maximum.

Relative humidity:

100% condensing, non-submerged. Case is hermetically sealed.

Magnetic Field Susceptibility:

<2.21 mm/s²/gauss (225 μg/gauss) [50 gauss, 50-60Hz].

IP Rating:

Equivalent to an IP 68 (Dust tight and watertight). Please note that this is for the sensor only and does not apply to the cable.

Physical

Weight (no cable):

99 g (3.5 oz), typical

Diameter:

23 mm (0.93 in).

Height:

59 mm (2.3 in), including mounting stud.

Connector:

3-pin MIL-C-5015 Receptacle
316L stainless steel

Mounting Surface:

32 μinch rms.

Mounting torque:

4.1 N•m (3.0 ft•lb).

Case material:

316L stainless steel

Weight (no cable):

100 g (3.5 oz), typical

Mounting angle:

Any orientation

Ordering Information

330400 Accelerometer

330400-AA-BB

330425 Accelerometer

330425-AA-BB

A: Mounting Thread Option

01 ¼-28 UNF integral stud

02 M8 X 1 integral stud

B: Agency Approval Option

00 None

05 Multiple approvals (CSA, ATEX, IECEx,)

Country specific approvals may be available. Please consult your local Customer Care Representative for more information.

Interconnect Cables

Part Number-AA

A: Cable Length Option in feet

For the cables listed below, order in increments of 1.0 ft (305 mm).

Examples:

1 5 = 15 ft (4.57 m)

2 0 = 20 ft (6.10 m)

The following are standard lengths	
Feet	Metres (approx.)
6	1.8
8	2.4
10	3.0
12	3.6
15	4.5
17	5.0
20	6.0
25	7.6
30	9.0
33	10.0
50	15.2
99	30.0

NOTE: Non-standard/custom lengths can also be ordered at additional cost

130539

3-conductor shielded 18 AWG (1.0 mm²) cable with 3-socket plug and fluorosilicone elastomer boot at one end, terminal lugs at the other end. Minimum length of 2.0 ft (0.6 m), maximum length of 99 ft (30 m). A manual is available to assist with installation of this cable (part number 133080-01).

16925

3-conductor shielded 22 AWG (0.5 mm²) cable with 3-socket plug at one end, terminal lugs at the other end. Minimum length of 2.0 ft (0.6 m), maximum length of 99 ft (30 m).

16710

3-conductor shielded 22 AWG (0.5 mm²) armored cable with 3-socket plug at one end, terminal lugs at the other end. Minimum length of 3.0 ft (0.9 m), maximum length of 99 ft (30 m).

Accessories

127088-01

330400 and 330425
Accelerometer Operations
Manual.

00531080

Mating connector for 330400 and
330425 Accelerometers.

37439-01

**For use with serial numbers NOT
preceded with the letter "G".**

Mounting Base, ¼-28 to ¼-28.
Reduces base strain sensitivity.

37439-02

**For use with serial numbers NOT
preceded with the letter "G".**

Mounting Base, M8X1 to M8X1.
Reduces base strain sensitivity.

43217

Accelerometer Mounting Kit used
with extension part number
108576-01 and O-ring part
number 04290422 to allow room
for the 330400 or 330425
accelerometer.

(See separate datasheet, p/n
141630-01.)

Graphs and Figures

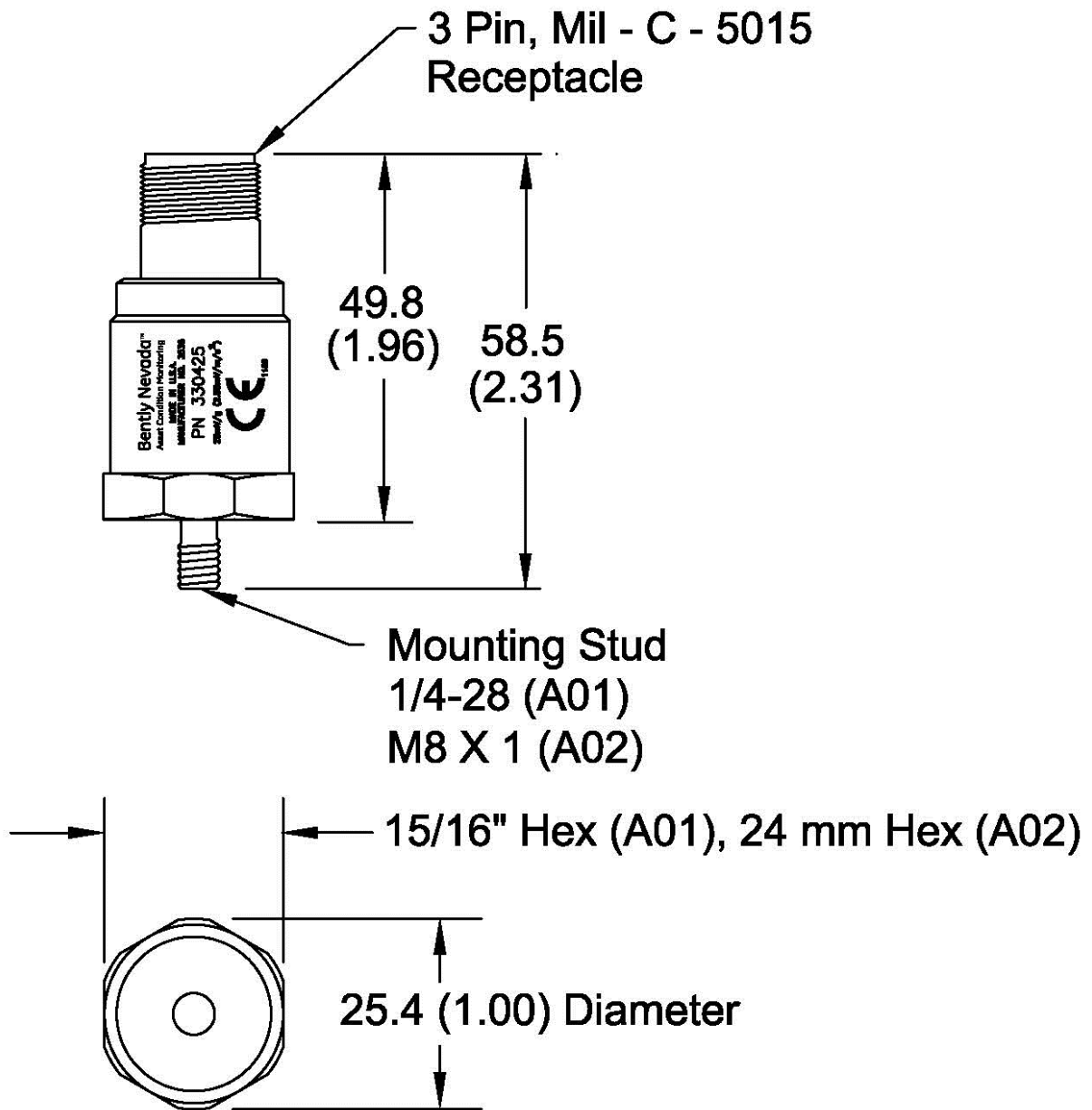


Figure 1: Acceleration Transducer dimensional drawing
Dimensions are in millimetres (inches)

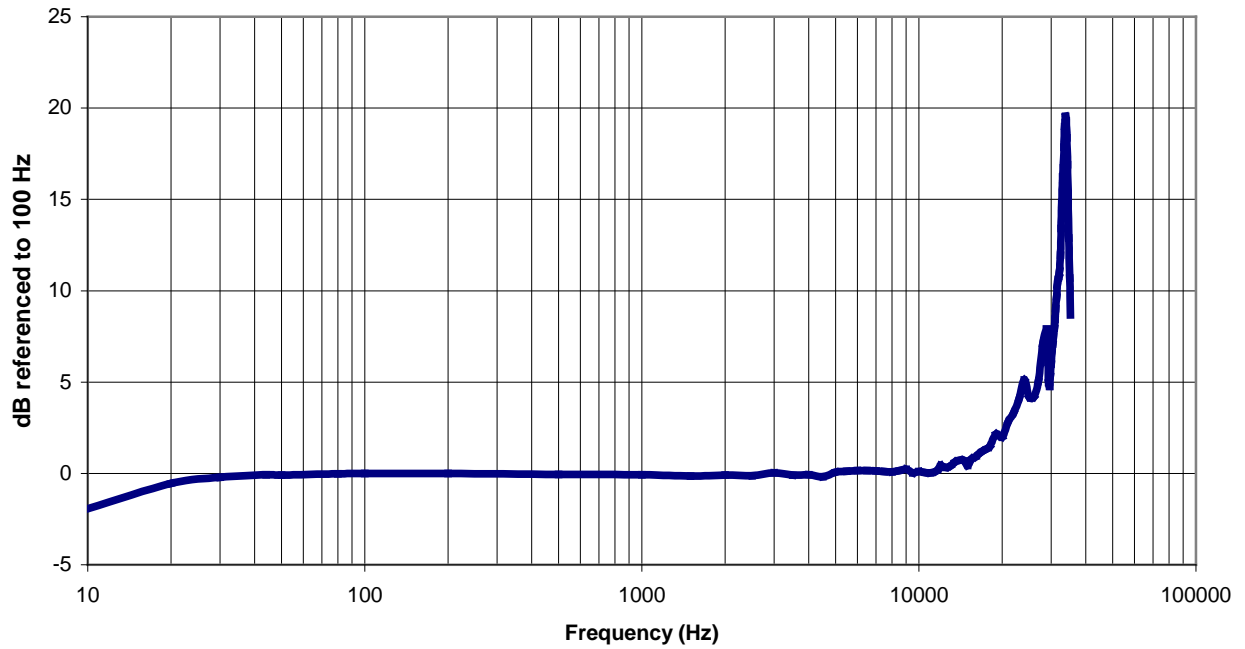


Figure 2: Typical Amplitude Response

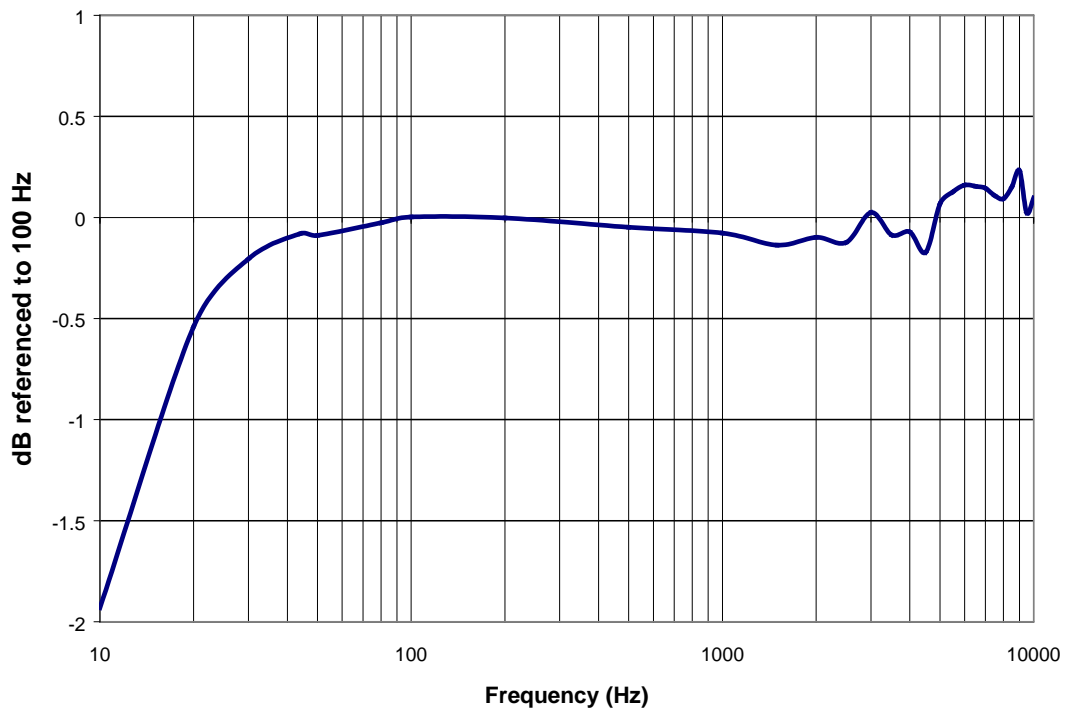


Figure 3: 10 - 10,000 Hz Typical Amplitude Response Detail

* Denotes a trademark of Bently Nevada, Inc., a wholly owned subsidiary of General Electric Company.

© 1999 – 2014 Bently Nevada, Inc. All rights reserved.

Printed in USA. Uncontrolled when transmitted electronically.

1631 Bently Parkway South, Minden, Nevada USA 89423

Phone: 775.782.3611 Fax: 775.215.2873

www.ge-mcs.com/bently