

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE HÍDRICA**

**ANÁLISE DE VIBRAÇÕES PARA A INVESTIGAÇÃO DE FALHAS
MECÂNICAS EM GRUPOS HIDROGERADORES**

Douglas Barros Velozo

Novembro de 2023

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE HÍDRICA**

Douglas Barros Velozo

**ANÁLISE DE VIBRAÇÕES PARA A INVESTIGAÇÃO DE FALHAS
MECÂNICAS EM GRUPOS HIDROGERADORES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós- Graduação em Engenharia de Hídrica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia de Hídrica.

Área de Concentração: Geração

**Orientador: Prof. Dr. Geraldo Lúcio
Tiago Filho**

**Co-orientador: Prof. Dr. Júlio César
Silva de Souza**

Novembro de 2023

Itajubá – MG

Agradecimentos

Primeiramente, gostaria de expressar minha profunda gratidão ao meu orientador Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho e ao meu coorientador Prof. Dr. Júlio César Silva de Souza pela orientação valiosa, paciência e apoio ao longo de todo o processo. O comprometimento com a excelência acadêmica e o apoio contínuo foram fundamentais para o sucesso deste projeto.

Minha gratidão se estende aos meus amigos e colegas do Programa de Pós-Graduação Profissional em Engenharia Hídrica que compartilharam seus insights e experiências, enriquecendo assim o debate acadêmico e o desenvolvimento deste trabalho. Agradeço também ao apoio de meus amigos de empresa, em especial Marcelo Agapito, Bruno Pereira, Flávio Augusto Junior e Everton Oliveira onde no dia a dia trabalhamos representando ao setor de Engenharia/Manutenção Mecânica.

E o mais importante, não posso deixar de mencionar minha família, minha esposa Thallita Sobreira Pereira e minha Mãe Carminha Maria de Barros Velozo pelo apoio incondicional, amor e compreensão ao longo deste desafiador período de estudos.

Obrigado a todos que de alguma forma contribuíram para esta jornada acadêmica. Este trabalho não teria sido possível sem vocês. Suas contribuições foram inestimáveis e aprecio profundamente todo o apoio recebido.

Muito obrigado.

Douglas Barros Velozo

RESUMO

Diante do cenário atual no qual a matriz elétrica brasileira ainda é extremamente dependente da geração em hidrelétrica, cerca de 61,9 % da energia gerada em 2022, torna importante ações que visem aumentar a disponibilidade das UG (unidades geradoras), bem como aumento de eficiência, sendo fundamental o investimento no controle e monitoramento de vibrações. Portanto, esse trabalho visa contribuir para o avanço do conhecimento no campo acerca do tema análise de vibrações aplicada à investigação de falhas em UG. O foco central é utilizar de técnicas de análise de vibrações como ferramenta para a investigação de falhas de natureza mecânica em Hidrelétricas. As vibrações podem ser oriundas de defeitos mecânicos, elétricos, além das excitações hidráulicas que resultam em diferentes modos de excitação impactando diretamente na disponibilidade das máquinas comprometendo assim a geração. Com base nisso, é abordado técnicas de processamento de sinais, os principais instrumentos utilizados no monitoramento de vibrações e as falhas mais comuns em Unidades Geradoras. Neste trabalho, as principais falhas mecânicas que resultam em vibrações são abordadas de forma detalhada, trazendo ainda o comportamento característico da máquina e a forma de interpretação do defeito face ao espectro de vibração. Também são especificados, de forma minuciosa, os equipamentos utilizados para os ensaios, as configurações e inputs do SDAV (sistema digital de análise de vibração) para coleta de dados, além de todo o procedimento realizado para o balanceamento da máquina em estudo. Os resultados da aquisição dos dados de vibração da UG analisada e que constituiu no estudo de caso deste trabalho, indicaram inicialmente um desbalanceamento severo com uma amplitude de 5,07 mm/s, bem acima do permitido pela norma NRB 10.816. Posteriormente ao balanceamento na qual a UG foi submetida, pode-se observar uma significativa melhora no que diz respeito a vibração, atingindo níveis de 1,48 mm/s, propiciando que a máquina trabalhe dentro do limite da zona A, onde define uma tolerância de até 1,6 mm/s para essa faixa. Por fim, fica a importância do trabalho para o apoio na investigação de defeitos através da análise de vibração em máquinas, realizando uma abordagem preditiva de modo a evitar grandes paradas para manutenção corretiva e prejuízos com quebra de equipamentos. Neste estudo, destacamos que a aplicação de um dispositivo portátil de custo acessível demonstra eficácia na coleta e análise de dados de vibração. Concluímos que é essencial realizar o monitoramento preventivo de vibração em Unidades Geradoras, a fim de promover a segurança operacional.

Palavras Chaves: Hidrogeradores, vibrações, falhas, processamento de sinais e hidrelétricas

ABSTRACT

In the current scenario where the Brazilian electrical matrix is still heavily dependent on hydroelectric generation, accounting for approximately 61.9% of energy generated in 2022, actions aimed at increasing the availability of generating units (UG) and improving efficiency become crucial. Investment in vibration control and monitoring is fundamental. This work aims to contribute to advancing knowledge in the field of vibration analysis applied to the investigation of failures in UG. The central focus is on using vibration analysis techniques as a tool to investigate mechanically induced failures in hydroelectric plants. Vibrations may result from mechanical, electrical defects, as well as hydraulic excitations leading to different modes of excitation directly impacting machine availability and compromising power generation. The paper covers signal processing techniques, the main instruments used in vibration monitoring, and the most common failures in generating units. In this work, detailed attention is given to the main mechanical failures that result in vibrations, presenting the characteristic behavior of the machine and the interpretation of defects in relation to the vibration spectrum. The equipment used for tests, configurations, and inputs of the vibration analysis system (SDAV) for data collection are also specified in detail, along with the entire procedure for machine balancing. The results of the vibration data acquisition from the analyzed generating unit, the case study of this work, initially indicated severe unbalance with an amplitude of 5.07 mm/s, well above the limit allowed by the NRB 10,816 standard. Following the balancing procedure, a significant improvement in vibration was observed, reaching levels of 1.48 mm/s, allowing the machine to operate within the A zone limit, which defines a tolerance of up to 1.6 mm/s for this range. In conclusion, the importance of the work lies in supporting the investigation of defects through vibration analysis in machines, adopting a predictive approach to avoid major downtimes for corrective maintenance and losses due to equipment breakdowns. In this study, we emphasize that the use of an affordable portable device proves effective in collecting and analyzing vibration data. We conclude that it is essential to conduct preventive vibration monitoring in Generating Units (UG) to enhance operational safety.

Keywords: Hydrogenerators, vibrations, failures, signal processing, and hydroelectric plants.

Sumário

1. INTRODUÇÃO	13
1.1 Contextualização.....	13
1.2 Justificativa	14
1.3 Objetivos Geral e Específicos	15
1.4 Estrutura Da Dissertação	15
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2.1 Centrais Hidrelétricas	17
2.1.1 Principais Componentes de uma Central Hidrelétrica.....	17
2.1.2 Tipos de Arranjos das Centrais Hidrelétricas	20
2.1.3 Manutenção em Hidrelétricas	22
2.1.3.1 Padronização da Operação e Manutenção-O&M	24
2.1.3.2 Sistematização	25
2.2 Monitoramento de Falhas Utilizando a Análise de Vibrações.....	25
2.3 Principais Falhas em Unidades Geradoras e Seus Padrões. Característicos de Vibração.....	28
2.3.1 Vibrações Devido a Falhas Mecânicas.....	28
2.3.1.1 Desbalanceamento	28
2.3.1.2 Desalinhamento	33
2.3.1.3 Excentricidade	34
2.3.1.4 Roçamento do rotor	36
2.3.1.5 Folgas Excessivas em Mancais de Deslizamentos	36
2.3.1.6 Rodopio e Chicote de Óleo	37
2.3.1.7 Vibrações Devido às Falhas Elétricas.....	39
2.3.1.8 Vibrações Oriundas de Excitações Hidráulicas	40
2.4 Técnicas de Aquisição e Processamento dos Sinais	42

2.5	Instrumentos Utilizados no Monitoramento de Vibrações	45
2.5.1	Acelerômetros.....	48
2.5.2	Sensores de Proximidade.....	50
2.6	Normas Aplicáveis.....	52
2.6.1	ISO 7919-5	53
2.6.2	Norma ISO 10816-5	53
3.	METODOLOGIA	60
3.1	Característica da Unidade Geradora	60
3.2	Instrumentação da Unidade Geradora.....	62
3.3	Materiais utilizados	64
3.4	Processamento e análise dos dados coletados.....	69
3.5	Procedimento de Balanceamento.....	70
3.6	Simulação Numérica.....	73
4.	RESULTADOS	75
4.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	75
4.1.1	Resultados com a Máquina Desbalanceada.....	75
4.1.2	Resultados após Balanceamento.....	76
4.1.3	Balanceamento da Unidade Geradora	77
4.2	RESULTADOS NUMÉRICOS	80
4.2.1	Folga.....	81
4.2.2	Problema de natureza elétrica.....	81
4.2.3	Desalinhamento paralelo e desalinhamento angular	82
4.2.4	Rodopio de Óleo.....	84
5.	CONCLUSÃO	85
	REFERÊNCIAS	87

Lista de Figuras

Figura 1 - Matriz Elétrica Brasileira 2021/2022 (Fonte: BEN, 2023).....	14
Figura 2 - Barragem de concreto (Fonte: Própria)	17
Figura 3 - Vertedouro com comporta segmento (Fonte: Própria).	18
Figura 4 - Turbina Francis (Fonte: Própria).	19
Figura 5 - Rotor e estator (Fonte: Própria).	19
Figura 6 - Arranjo típico de uma Centrais Hidrelétricas de Represamento (Fonte: Souza <i>et al.</i> 2009).....	20
Figura 7 - Arranjo típico de uma Centrais Hidrelétricas de Desvio (Fonte: Souza <i>et al.</i> 2009).....	21
Figura 8 - Arranjo típico de uma Centrais Hidrelétricas de Derivação (Fonte: Souza <i>et al.</i> 2009).....	21
Figura 9 - Arranjo típico de Centrais Hidrelétricas de Desvio (Fonte: Souza <i>et al.</i> 2009)	22
Figura 10 - Componentes de uma planta hidrelétrica (Fonte: adaptado de Mohanta <i>et al.</i> , 2017).....	26
Figura 11 - Tipos de desbalanceamentos (Fonte: adaptado de Matsuo, 2017).....	30
Figura 12 – Característica do espectro de vibração em máquinas com desbalanceamento, 1X frequência nominal (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).....	31
Figura 13 – Croqui representando o desalinhamento angular e paralelo (Fonte: Silva, 2013).....	34
Figura 14 – Espectro de vibração Axial para desalinhamento angular e espectro de vibração radial para desalinhamento paralelo (Fonte: Silva, 2013).	34
Figura 15 - Tipos comum de excentricidade (Fonte: Piccoli (s/d)).....	35
Figura 16 – Exemplo de espectro de frequência de um mancal com folga excessiva (Fonte: Arato, 2004).	37
Figura 17 - Fenômeno rodopio do óleo. (Fonte: Matsuo, 2017)	38
Figura 18- Espectro característico de falha de rodopio de óleo (whril oil). Fonte: Mohanty (2015)	39
Figura 19 - Espectro de frequência característico de cavitação (Cyrino , 2023).....	41
Figura 20 - Esquema representativo da instrumentação utilizada na aquisição e análise de sinais de vibração (Fonte: Almeida, 2008).	46
Figura 21 - Resposta do sinal no domínio da frequência para os quatro tipos de filtro	

(Fonte: Almeida, 2008).	47
Figura 22 - Estrutura de um acelerômetro piezoelétrico e tipos de configuração (Fonte: Adaptado de BRÜEL & KJÆR, 2022).....	49
Figura 23- Resposta de frequência de alguns métodos de fixação do acelerômetro (CARREIRA, 2012)	50
Figura 24 - Curva de ressonância diminuída conforme o tipo de fixação (CARREIRA, 2012).....	50
Figura 25 - corte transversal de um transdutor de deslocamento sem contato (Fonte: Silva, 2013).....	51
Figura 26 - Faixa de classificação do equipamento em relação a rotação e oscilação do eixo. (Adaptado de ISO 7919).....	53
Figura 27- Máquinas do grupo 1, os números indicados nas imagens referem-se aos pontos para medições (Fonte: ISO 10816)	54
Figura 28- Máquinas do grupo 2, os números indicados nas imagens referem-se aos pontos para medições (Fonte: ISO 10816)	55
Figura 29- Máquinas do grupo 3, os números indicados nas imagens referem-se aos pontos para medições (Fonte: ISO 10816)	55
Figura 30- Máquinas do grupo 4, os números indicados nas imagens referem-se aos pontos para medições (Fonte: ISO 10816)	56
Figura 31 - Fluxograma de metodologia.	60
Figura 32. Esquemático da Unidade Geradora em estudo. (Fonte: Própria).....	62
Figura 33- Acelerômetro montado radialmente em estrutura rígida próxima ao mancal de escora, posição de montante (Fonte: própria).....	63
Figura 34- Acelerômetro montado radialmente em estrutura rígida próxima ao mancal de escora, posição direita (Fonte: própria).	63
Figura 35 - Acelerômetro montado axialmente em estrutura rígida próxima ao mancal de escora, posição montante (Fonte: própria).....	64
Figura 36 - Cabo de interligação (Fonte: própria).....	65
Figura 37- Base magnética para acelerômetro (Fonte: própria).....	65
Figura 38 - Acelerômetro acoplado a base magnética (Fonte: própria).	66
Figura 39- Conversor analógico/digital (Fonte: própria).	67
Figura 40- Número de canais do sistema de aquisição (Fonte: própria).	67
Figura 41 – Sensor de fase. (Fonte: própria)	68
Figura 42 - Tela inicial software da Teknikao (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).	68

Figura 43 - Configuração utilizada para aquisitar os dados (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).....	69
Figura 44 - Dados a serem inseridos para balanceamento do equipamento (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).	70
Figura 45 - Configuração do número de médias. (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017)...70	
Figura 46 - Primeira leitura para definição de massa correção. (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).	71
Figura 47 - Informações do equipamento a ser balanceado. (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).....	71
Figura 48 - Peso de balanceamento instalado no rotor gerador. (Fonte: própria)	72
Figura 49- Indicação de correção apresentado na tela "vectometro", imagem ilustrativa (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).....	72
Figura 50 - Caminho para seleção de "máquina virtual"	73
Figura 51 - Máquina Virtual para simulação de defeitos.	74
Figura 52 - Gráfico do espectro de vibração lado direito posição mancal de escora direção radial (Fonte: Própria).....	75
Figura 53- gráfico do espectro de vibração lado montante posição mancal de escora direção radial (Fonte: Própria).....	76
Figura 54 - Evolução do balanceamento. (Fonte: própria).....	78
Figura 55 - Gráfico do espectro de vibração lado direito posição mancal de escora após correção do desbalanceamento na direção radial. (Fonte: própria)	78
Figura 56 - gráfico do espectro de vibração lado de montante posição mancal de escora após correção do desbalanceamento na direção radial. (Fonte: própria).....	79
Figura 57 - Sobreposição das leituras do espectro de vibração antes e após a correção do desbalanceamento posição mancal de escora lado direito na direção radial. (Fonte: própria)	79
Figura 58 – Gráfico do espectro de vibração no mancal de escora na direção axial. (Fonte: própria).....	80
Figura 59- Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com folga. (Fonte: própria).....	81
Figura 60 - Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com problemas de natureza elétrica direção radial. (Fonte: própria)	82
Figura 61 - Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com problema de desalinhamento paralelo, direção radial. (Fonte: própria)	83

Figura 62 - Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com problema de desalinhamento angular, direção axial. (Fonte: própria)	84
Figura 63 - Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com problema de desalinhamento rodopio de óleo. (Fonte: própria).....	84

Lista de tabelas

Tabela 1 - Zonas limites de avaliação recomendadas para máquinas do grupo 1. (Fonte: ISO 10816 (2000))	57
Tabela 2 - Zonas limites de avaliação recomendadas para máquinas do grupo 2. (Fonte: ISO 10816 (2000))	58
Tabela 3 - Zonas limites de avaliação recomendadas para máquinas do grupo 3. (Fonte: ISO 10816 (2000))	58
Tabela 4 - Zonas limites de avaliação recomendadas para máquinas do grupo 4. (Fonte: ISO 10816 (2000))	59
Tabela 5 - Características do hidrogerador em estudo. (Fonte: Própria).....	61
Tabela 6 - Tabela de tentativas, massa utilizada e posição de fixação. (Fonte: Própria)	77

1. INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

De acordo com Fox e Macdonald (2001) as primeiras máquinas de fluxo foram criadas para transformar potência de eixo a partir de bombas de parafuso e rodas com o objetivo de elevar água. E ainda no ano de 70 a.C. os povos romanos já faziam em sua engenharia a introdução de rodas de água para obter através do fluxo de água dos rios energia.

Conforme com Araújo (2001), em uma usina hidrelétrica, a energia elétrica é produzida através da conversão de energia potencial gravitacional de uma determinada massa de água em energia mecânica ao passar pela turbina que irá conseqüentemente fornecer potência de eixo para o rotor e por fim, energia elétrica no gerador que será disponibilizada para a rede através de barramentos ou cabos.

As principais variáveis utilizadas para que se possa fazer a classificação de uma usina hidrelétrica são: tipo de turbina empregada, arranjo, altura de queda, vazão, potência instalada, tipo de barragem e reservatório. Todos estes fatores apresentados são interdependentes. Logo, a altura da queda d'água e a vazão dependem do local onde será a construção e conseqüentemente determinando qual será a capacidade instalada, que por sua vez, determina o tipo de turbina que irá oferecer o melhor rendimento, barragem e reservatório (SIMONE, 2010).

Como mostrado na Figura 1 , de acordo com o Balanço de Energético Nacional, BEN 2023, observa-se uma grande participação da geração hidrelétrica na matriz de energia elétrica brasileira. De acordo com esta fonte pode-se verificar que devido ao regime de chuvas em 2022 houve um significativo aumento do nível dos reservatórios das principais hidrelétricas do país proporcionando em função disso um aumento da oferta de hidrelétricas. Outro importante ponto a ser destacado, é a diminuição da participação das fontes derivadas de gás natural, derivados do petróleo e da eletricidade importada, demanda que foi suprida pela energia hidráulica e fontes como eólica e solar, que tiveram um razoável aumento.

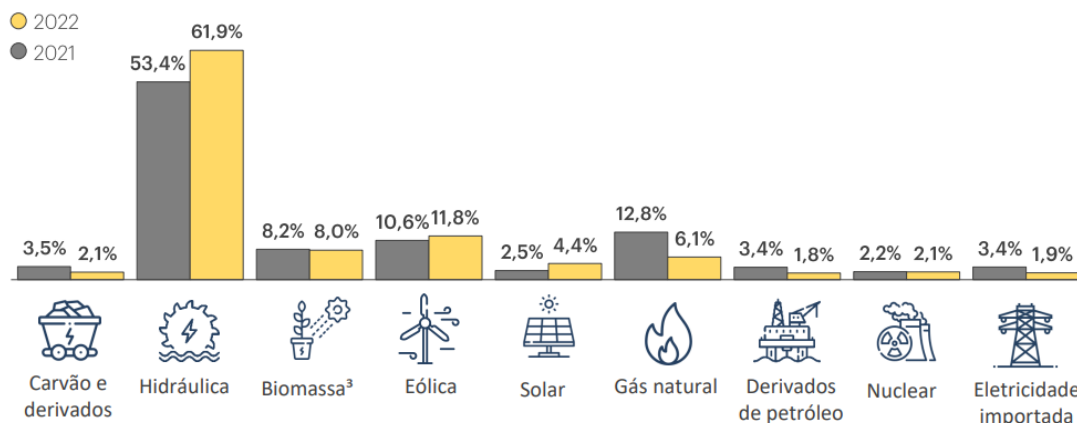


Figura 1 - Matriz Elétrica Brasileira 2021/2022 (Fonte: BEN, 2023)

Visto que ainda existe uma grande dependência da energia oriunda de fonte hidráulica no Brasil e em um contexto geral vem aumentando a rigidez das condições ambientais para liberação de novas licenças para construção de novas hidrelétricas, torna-se imprescindível a otimização dos recursos já existentes. Portanto, diversas medidas vêm sendo tomadas pelas concessionárias a fim de garantir o melhor rendimento e aproveitamento energético disponível.

1.2 Justificativa

Este trabalho de dissertação nasce pela necessidade de preencher uma lacuna no que tange ao tema vibrações em Unidades Geradoras e visa contribuir para o avanço do conhecimento no campo acerca do tema análise de vibrações aplicada à investigação de falhas em UG's. Ao realizar uma investigação aprofundada sobre a relação entre as vibrações e as falhas em unidade de geração hidrelétrica, espera-se fornecer informações valiosas para o desenvolvimento de estratégias de manutenção mais eficazes, que possam prever e prevenir problemas antes que eles ocorram, correlacionando através do espectro de vibrações defeitos e programar uma intervenção no equipamento atuando precocemente.

O monitoramento de vibração em hidrelétricas destaca-se por desempenhar um papel crucial na melhoria do rendimento através da otimização da eficiência operacional com aumento da disponibilidade através da detecção antecipada de falhas de origem mecânica, elétrica ou hidráulica. Outro ponto positivo da utilização do monitoramento de vibrações, é a redução dos custos operacionais com quebra de equipamentos.

1.3 Objetivos Geral e Específicos

O presente trabalho tem por objetivo geral utilizar de técnicas de análise de vibrações como ferramenta para a investigação de falhas de natureza mecânica em unidades geradoras hidrelétricas, buscando assim identificar e correlacionar padrões já conhecidos na literatura e auxiliar o profissional da manutenção na tomada de decisões e como objetivos específicos:

- Instrumentar a máquina geradora, por meio de acelerômetros piezelétricos e aquisitar dados de vibrações absolutas.
- Processar e analisar estes dados a fim de correlacioná-los com possíveis falhas mecânicas.
- Analisar e diagnosticar defeitos mecânicos através da análise espectral, avaliando as variações de amplitude dos sinais em medições realizadas em diferentes datas nos equipamentos selecionados.

1.4 Estrutura Da Dissertação

Dissertação foi dividida em capítulos distintos, onde cada um trata temas fundamentais e necessário para desenvolvimento em torno da proposta deste trabalho.

Capítulo 1 – introdução aborda um pouco sobre hidrelétricas, a importância no contexto nacional, além de trazer a justificativa do projeto e delimitar os principais objetivos.

Capítulo 2 - revisão bibliográfica, é feito um aprofundamento maior sobre os principais componentes de uma usina, as configurações e tipos de arranjo mais comuns, além de fazer uma abordagem a respeito da manutenção em hidrelétricas com um foco maior no que diz respeito a vibrações hidrelétricas. Aborda também um conteúdo técnico do trabalho proposto, fazendo um fino detalhamento sobre monitoramento, instrumentação e técnicas de aquisição de dados de vibração, materiais geralmente utilizados na análise de vibração, os principais defeitos em unidades geradoras passíveis de serem identificados através para análise de vibrações, além de fazer uma alusão as principais normas técnicas conhecidas.

Capítulo 3 – metodologia, é citado todos os materiais utilizados para a realização deste trabalho, detalhes técnicos dos instrumentos, a metodologia empregada na

realização dos ensaios bem como a característica da máquina avaliada.

Capítulo 4 – análise dos resultados, feito a avaliação e análise de todos os dados coletados, identificado o defeito na máquina em questão, corrigido e realizado novamente as leituras a fim de verificar o sucesso da intervenção e comparar os resultados antes e depois.

Capítulo 5 – são apresentadas as conclusões e considerações do estudo, bem como recomendações para futuros trabalhos no tema.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Centrais Hidrelétricas

2.1.1 Principais Componentes de uma Central Hidrelétrica

De acordo com Souza *et al.* (2009), os componentes de uma hidrelétrica são elementos fundamentais para a geração de energia elétrica a partir da força da água. A construção de uma hidrelétrica envolve uma série de estruturas complexas, abaixo seguem os principais componentes de uma hidrelétrica:

Barragem: A barragem exemplificada na Figura 2 é uma estrutura construída para represar a água de um rio, criando um reservatório que pode ser de acumulação ou a fio d'água.

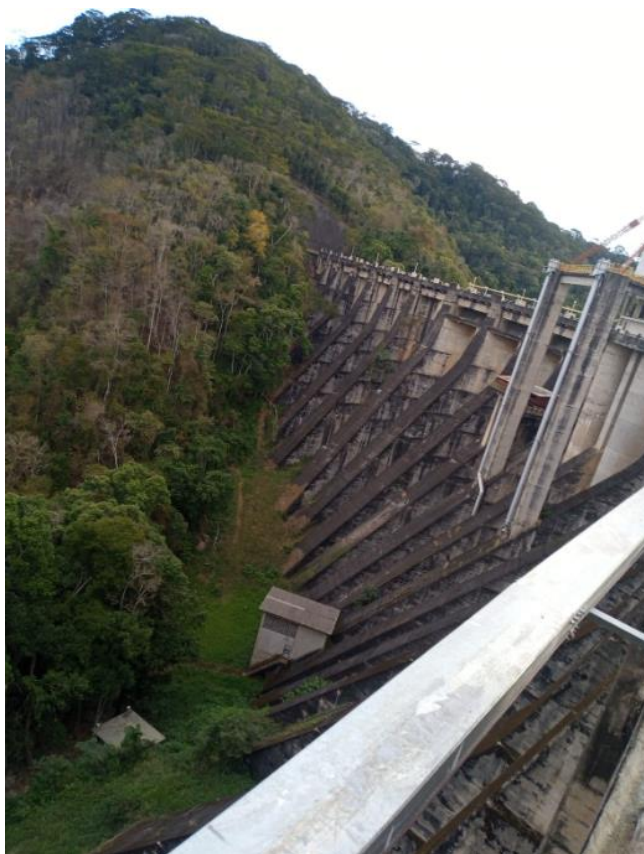


Figura 2 - Barragem de concreto (Fonte: Própria)

Vertedouro: Trata-se de um sistema que permite o escoamento controlado da água em excesso, controlando assim o nível do reservatório. É utilizado quando a vazão efluente supera a capacidade das vazões das turbinas e o nível da água no reservatório supera o nível de máximo admissível para o reservatório, na Figura 3 mostra um exemplo

de vertedouro com controle composta por uma comporta segmento.



Figura 3 - Vertedouro com comporta segmento (Fonte: Própria).

Tomada d'água: Essa estrutura é responsável por fazer a interface da captação da água do reservatório direcionando ao conduto e turbinas. Na tomada d'água temos presente a grade, componente que impede que grandes objetos adentrem ao conduto e danifique as máquinas geradoras.

Casa de força: Nela encontram-se as turbinas, geradores, ponte rolante, sistema de frenagem, sistema de resfriamento, sistema de lubrificação, banco de baterias, válvulas e outros componentes. É um local de grande importância, pois é onde ocorre a geração propriamente dita e encontra-se os principais componentes.

Turbinas: As turbinas são dispositivos mecânicos acionados pela água em alta pressão, exemplificado pela Figura 4, uma turbina Francis. No setor de engenharia existem diversos tipos de projetos de turbinas hidráulicas, onde as mesmas se adequam às diferentes características de projeto, tendo como principais parâmetros: vazão e altura de queda disponível. As principais são: Pelton, Francis, Kaplan e Bulbo.

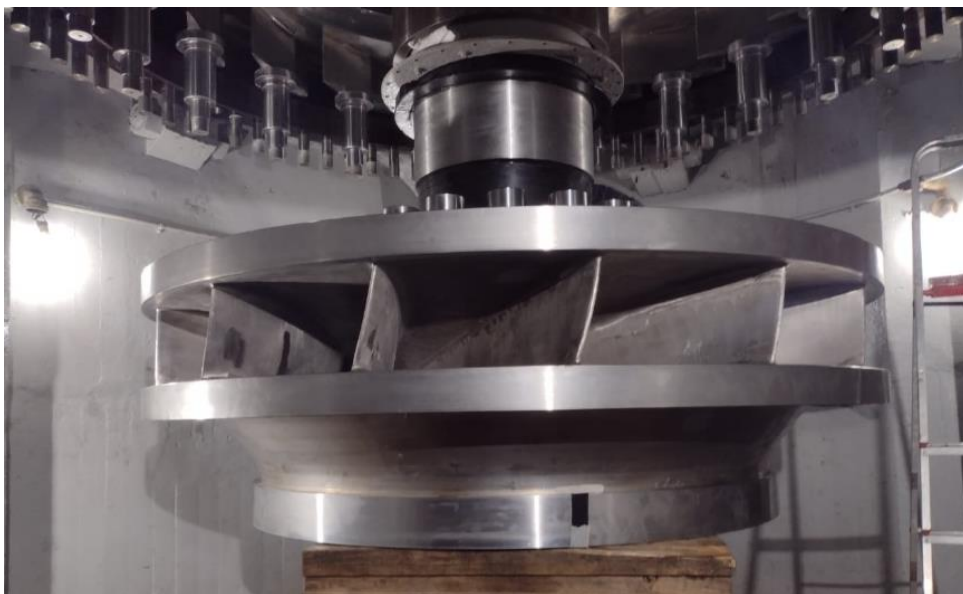


Figura 4 - Turbina Francis (Fonte: Própria).

Geradores: Estão conectados às turbinas através de um ou mais eixos e são responsáveis por transformar a energia mecânica fornecido pela turbina em energia elétrica. Conforme mostrado na Figura 5, consiste basicamente no conjunto mecânico rotor (conjunto de anel magnético e polos) e estator. Os geradores aplicados em unidades geradoras são em sua maioria síncronas, ou seja, a velocidade de rotação é constante com a frequência da rede elétrica.



Figura 5 - Rotor e estator (Fonte: Própria).

Subestação: Uma subestação é uma instalação elétrica que realiza a transformação e distribuição de energia elétrica em diferentes níveis de tensão. As subestações contam com equipamentos como transformadores, disjuntores e capacitores, que controlam o

2009)

Centrais Hidrelétricas de Desvio: Essas centrais são construídas em trechos de rios relativamente extensos, com boa declividade e frequentemente apresentam corredeiras. Nesses casos, há limitações técnicas em relação ao tamanho do conduto forçado. Portanto, é necessário um sistema de baixa pressão entre a barragem e o conduto forçado conforme mostrado na Figura 7.

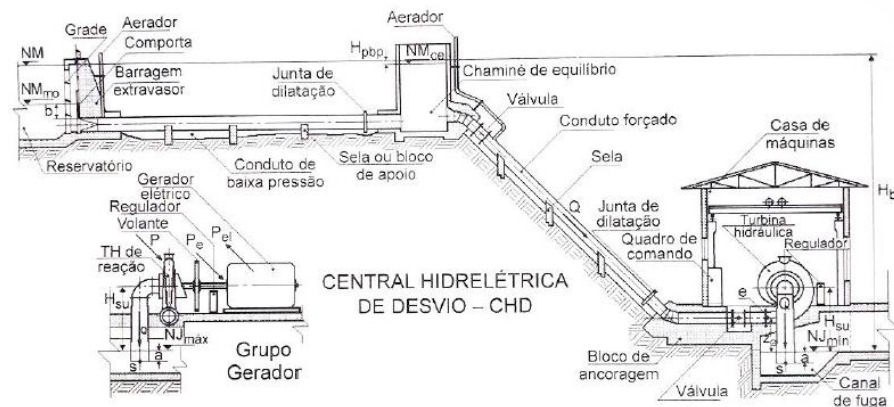


Figura 7 - Arranjo típico de uma Centrais Hidrelétricas de Desvio (Fonte: Souza *et al.* 2009)

Centrais de Derivação: Essas centrais são caracterizadas pelo barramento em um rio e a descarga em outro rio. Devido à topografia do Brasil, onde é comum encontrar rios com nascentes e longos trechos em altitudes consideráveis, esse tipo de arranjo é bastante utilizado. Essas usinas podem seguir um arranjo típico de represamento (conforme mostrado na Figura 8) ou de desvio, quando os dois rios possuem diferença de altitude (conforme mostrado na Figura 9).

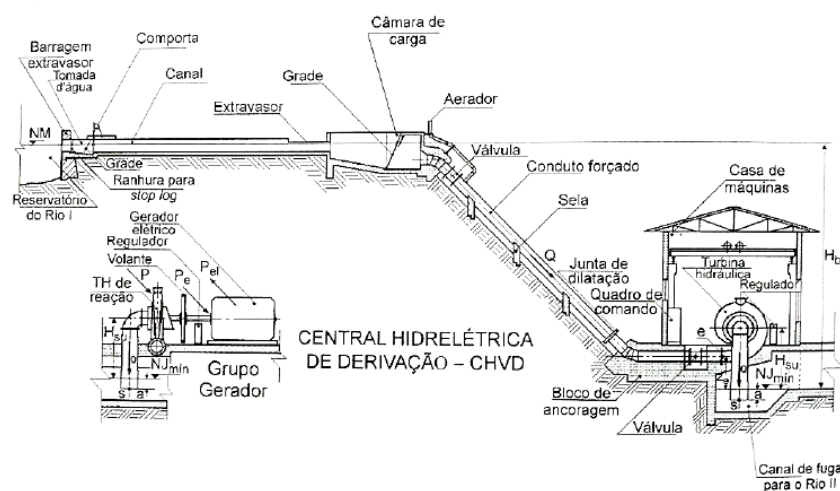


Figura 8 - Arranjo típico de uma Centrais Hidrelétricas de Derivação (Fonte: Souza *et al.* 2009)

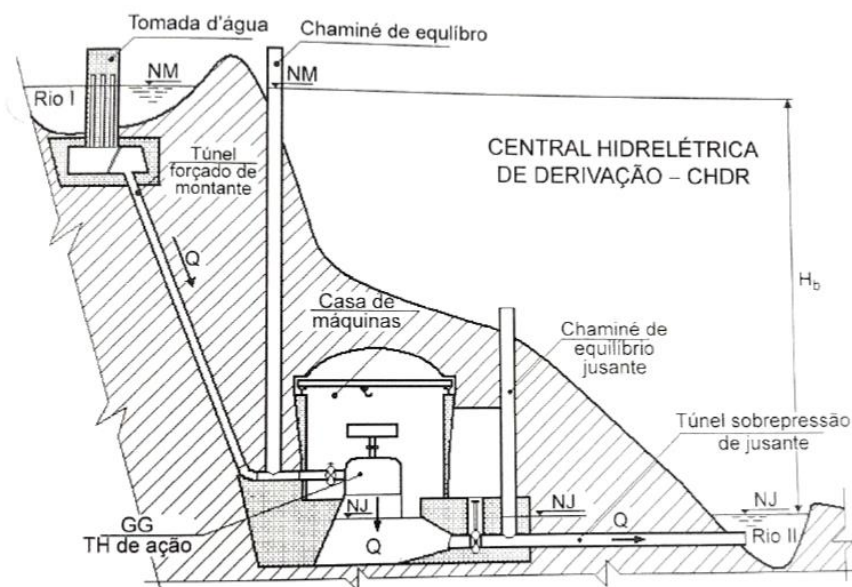


Figura 9 - Arranjo típico de Centrais Hidrelétricas de Desvio (Fonte: Souza *et al.* 2009)

Esses arranjos são projetados levando em consideração as particularidades do local, visando otimizar a geração de energia elétrica a partir do aproveitamento das características hidrológicas e topográficas específicas de cada região.

2.1.3 Manutenção em Hidrelétricas

Almeida (2008), comenta que a manutenção em uma usina hidrelétrica envolve uma série de atividades, desde inspeções rotineiras com vazamentos de óleo, folga de mancais e anéis, troca e limpeza de filtros do sistema de resfriamento, limpeza de radiadores, até reparos e substituição de equipamentos. Um dos aspectos fundamentais é a inspeção visual das instalações para identificar sinais de desgaste, corrosão ou danos físicos. Essa avaliação minuciosa ajuda a prevenir problemas futuros, pois permite que sejam tomadas medidas preventivas antes que ocorram falhas mais graves.

Segundo o mesmo autor, além da inspeção visual, a manutenção também inclui a verificação dos componentes elétricos e mecânicos da usina hidrelétrica. Isso pode envolver testes de tensão, verificação de cabos e conexões, bem como a lubrificação adequada de partes móveis, níveis de óleo nas centrais hidráulicas, correto funcionamento dos sistemas de água de resfriamento, identificação de vazamentos de óleo ou de ar.

É mister salientar que a manutenção preventiva desempenha um papel importante nas usinas onde esse tipo de manutenção envolve a realização regular de atividades

programadas, como a troca de óleo, vedações, verificação de sistemas de segurança e a realização de testes em componentes. A manutenção preventiva visa também detectar e corrigir problemas menores antes que se transformem em falhas graves, reduzindo assim os riscos de paralisação não programada da usina.

Além disso, tecnologia desempenha um papel cada vez mais importante na manutenção hidrelétrica. A utilização de sensores e sistemas de monitoramento remoto permite que os operadores acompanhem em tempo real o desempenho dos equipamentos e recebam alertas de possíveis falhas. Isso ajuda a melhorar a eficiência operacional, reduzir os custos de manutenção e minimizar o tempo de inatividade da usina.

Na manutenção preditiva, o monitoramento da vibração é fundamental na identificação, prospecção e previsão de defeitos em máquinas e equipamentos. Ela pode ser um indicador precoce de problemas mecânicos em funcionamento, como desalinhamento, desbalanceamento, folgas, falhas em mancais, problemas de lubrificação, entre outros (BULUT, 2021).

Através da monitoração contínua da vibração, é possível identificar alterações nos padrões de vibração e detectar anomalias antes que elas se transformem em falhas catastróficas. Isso permite agendar intervenções de manutenção de forma planejada, evitando paradas não programadas e reduzindo os custos associados à manutenção corretiva.

A análise da vibração é uma ferramenta valiosa na manutenção preditiva, vista que permite identificar problemas mecânicos incipientes e agir proativamente para evitar falhas e paradas não programadas. Ao adotar essa abordagem, as empresas podem aumentar a confiabilidade, a disponibilidade e a vida útil de suas máquinas, além de reduzir os custos de manutenção.

Em resumo, a manutenção hidrelétrica é essencial para garantir o funcionamento confiável e eficiente das usinas, contribuindo para a produção sustentável de energia renovável. Por meio da inspeção regular, reparos, limpeza e manutenção preventiva e preditiva, é possível maximizar a vida útil das instalações, reduzir os custos operacionais e minimizar os impactos ambientais. Com a crescente demanda por energia limpa, a manutenção adequada das usinas hidrelétricas desempenha um papel fundamental na busca por um futuro energético mais sustentável.

2.1.3.1 Padronização da Operação e Manutenção-O&M

Para Kardec, A *et al.* (2002) A padronização nas atividades de O&M (operação e manutenção) é fundamental por estabelecer diretrizes e procedimentos para as áreas envolvidas em uma usina hidrelétrica. Uma das principais importância para essa padronização é voltada a segurança devido ao alto risco, não ficando restrito apenas a equipamentos, instalações e ativos da usina, mas, principalmente, com relação a saúde e segurança das pessoas envolvidas nas atividades da usina e pessoas que possam ser afetadas ao redor da usina em caso de falha de equipamentos.

A padronização começa antes mesmo na operação comercial da usina, no ato de recebimento de todas as documentações de projetos, manuais de condicionamento, relatórios de testes de aceitação em fábrica, relação de peças sobressalentes, manuais fabricantes, manuais específicos de O&M dos equipamentos, manual de operação, *as built* e outros documentos que se façam necessário. Tendo todos os dados e informações necessárias para uma intervenção segura nos equipamentos de uma hidrelétrica é possível gerar assim um plano de manutenção e controle. Dentro desse plano é importante definir:

Inspeção de rotina: basicamente classificam-se como inspeção de rotina serviços de limpeza, testes operacionais, inspeções rotineiras de temperatura, vibração, visual com todos os equipamentos da usina. Normalmente são realizados por operadores ou mantenedores das usinas. Normalmente são utilizados como forma de controle protocolos tem que expressão, *check list*, softwares e outros métodos para gerar um histórico.

Manutenção Preditiva: No caso da manutenção preditiva, será baseado na análise da evolução supervisionada ou monitorada de parâmetros importantes de deterioração do componente de modo a permitir o prolongamento e planejamento da intervenção. A Unidade Geradora bem como equipamentos auxiliares podem ser monitorados de modo que a equipe de O&M receba um alarme quando o estado de saúde do equipamento esteja comprometido, indicando então as reais condições e vida útil dos equipamentos.

Alguns exemplos a ser dados acerca desse tema é monitoramento de óleo em transformadores com coleta e análise de óleo periodicamente de modo a possibilitar uma intervenção quando necessário. Outro exemplo comum trata-se do monitoramento de vibração, onde este é capaz de detectar anomalias que dificilmente poderiam ser identificadas em inspeções rotineiras.

Manutenção preventiva: é neste tipo de manutenção, pode ser considerado a

manutenção programada dos equipamentos auxiliares da usina, bem como a Unidade Geradora. Algumas manutenções necessitam da indisponibilidade da máquina e outras podem ser realizadas sem que haja interrupção da geração de energia. O plano de manutenção preventiva é elaborado de modo a estabelecer uma periodicidade de intervenção para cada tipo de equipamento, uma vez que cada equipamento tem suas particularidades.

Manutenção Corretiva: embora não desejada, a manutenção corretiva não é incomum em hidrelétricas, e sempre que durante as inspeções de rotinas ou identificada por qualquer colaborador alguma anormalidade que possa comprometer a integridade de algum equipamento se faz necessário a intervenção em caráter corretivo, programado ou em emergência.

2.1.3.2 Sistematização

Em atividades de Operação e Manutenção (O&M) em usinas hidrelétrica, pode - se aplicar o princípio cíclico conhecido como PDCA (Plan-Do-Check-Adjust, em inglês), adaptando-o de forma personalizada às tarefas cotidianas e à interação entre as diferentes áreas envolvidas. De forma objetiva, planeja-se uma atividade antes de sua execução, realizada a tarefa é feito uma checagem para verificar se objetivo foi alcançado e por fim, uma reflexão se a forma que foi realizada é a melhor termos de qualidade custo e segurança e caso não estudar melhores maneiras de realizar tal tarefa (KARDEC, A *et al.* 2002)

A sistemática adotada nas atividades de O&M nas usinas segue, portanto, o ciclo de planejamento (Plan), execução (Do), avaliação (Check) e implementação de melhorias (Adjust). Nesse sentido, as rotinas e os procedimentos são concebidos e executados com o objetivo de garantir a máxima qualidade e segurança tanto para os equipamentos quanto para as pessoas envolvidas, além de promover a contínua otimização dos processos.

2.2 Monitoramento de Falhas Utilizando a Análise de Vibrações

A vibração oriunda de defeitos em máquinas rotativas, tem sido um problema grave nas usinas hidrelétricas e responsável por inúmeras falhas dos equipamentos, por vezes podendo causar desligamento e até mesmo um prejuízos maiores em uma usina hidrelétrica (VISHWAKARMA, 2017).

Diante desse problema devido à importância desta fonte para o País, se faz necessário atuar de forma preditiva de modo a não comprometer a disponibilidade das unidades geradoras por conta de defeitos oriundos de vibrações fora de padrões aceitáveis por norma. De acordo Basak (2006), as condições de uma máquina podem ser estimadas medindo os níveis de vibração, podendo dessa forma se antecipar a falhas, minimizando danos aos equipamentos.

A identificação de falhas representa uma das principais responsabilidades do sistema de monitoramento. O primeiro passo no processo de diagnóstico consiste no prognóstico e na análise do estado das máquinas. As técnicas de detecção empregadas nos sistemas de monitoramento de vibração requerem um processamento inicial dos sinais provenientes dos sensores instalados na Unidade Geradora. Muitas dessas técnicas fazem uso do espectro de frequências do sinal, e existem diversas ferramentas disponíveis para a aquisição desse espectro. (ZHANG *et al.*, 2022).

Existem diferentes componentes de uma usina hidrelétrica conforme mostrados em Figura 10. Nesse caso a turbina, gerador e transformador de potência são equipamentos eletromecânicos de custo elevado e mais importantes (Mohanta *et al.*, 2017). Os elementos rotativos geram frequências de vibração específicas e interferem na qualidade e desempenho de uma máquina ou equipamento. Conforme se tem um aumento da amplitude de vibração e frequência, as chances de haver problemas mais graves são aumentadas significativamente (KUMAR, 2022).

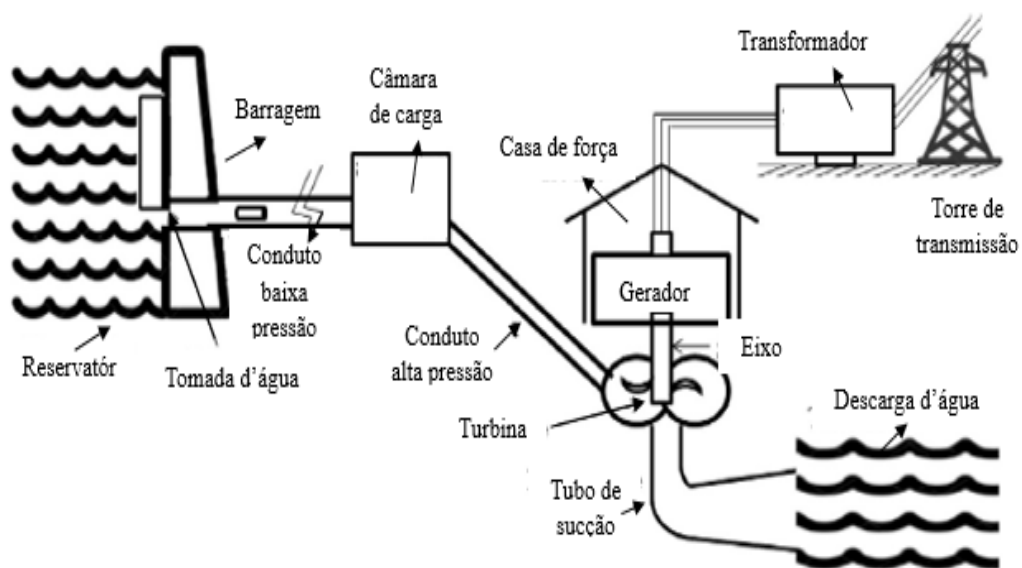


Figura 10 - Componentes de uma planta hidrelétrica (Fonte: adaptado de Mohanta *et al.*, 2017).

De acordo com Arato (2004) as vibrações ocorrem não apenas em equipamentos rotativos, mas também em equipamentos não rotativos. As principais fontes de vibrações são:

- Vibrações elétricas: São causadas por diferentes fatores, como fluxo de corrente desequilibrado, ressonância eletromecânica, problemas de excentricidade entre polo e estator, problema de circularidade do estator fora de norma, defeitos no isolamento entre espira dos polos entre outros. Todos esses problemas têm potencial de causar vibração em hidrogeradores.
- Vibrações mecânicas: As vibrações mecânicas em máquinas rotativas geralmente são causadas por desbalanceamento, desalinhamento, folga excessiva entre outros. Essas vibrações geram efeitos negativos aos equipamentos como desgaste acelerado de componentes, redução do desempenho, danos estruturais, ruído excessivo e aumento dos custos de manutenção. Em função desses efeitos indesejados controlar e minimizar as vibrações é fundamental para garantir a vida útil e o funcionamento adequado das máquinas rotativas. A manutenção regular e o monitoramento das vibrações são importantes para identificar e corrigir problemas antes que causem danos significativos.
- Vibrações hidráulicas: As vibrações hidráulicas em máquinas rotativas são causadas por diferentes fatores, como desbalanceamento hidráulico, cavitação, vórtex, operação fora da faixa operativa de projeto. Essas vibrações podem resultar em diversos efeitos indesejado, incluindo desgaste acelerado de componentes hidráulicos, perda de eficiência, ruídos excessivos, danos estruturais, erosão nas pás das turbinas e rotores e na blindagem. Para mitigar essas vibrações, é necessário garantir a correta manutenção e operação do sistema hidráulico, incluindo a eliminação de bolhas de ar com utilização de aeração, recuperação das pás danificadas pela cavitação, entre outros. A monitoração regular das vibrações é essencial para identificar e solucionar problemas antes que causem danos significantes.

2.3 Principais Falhas em Unidades Geradoras e Seus Padrões. Característicos de Vibração.

Com o monitoramento contínuo e análise de vibrações das máquinas elétricas rotativas é possível se identificar diversos problemas e falhas que comprometem sua operação evitando ainda maiores problemas.

Para fazer o diagnóstico de um problema de vibração em uma máquina é preciso conhecer de forma precisa a origem e as amplitudes das forças atuantes. Contudo, o diagnóstico das excitações pode ser uma área com uma imensa complexidade. Geralmente, incide sobre uma máquina forças de inúmeras fontes e em diversos pontos. Isso acaba sendo dificultado pois pode existir excitações de diferentes origens atuando em uma mesma frequência. Por isso existe a importância de se aprofundar nesse estudo para estar muito seguro das características específicas de cada uma delas, de modo que que seja possível separar e identificá-las entre si (FAHMI, 2022).

2.3.1 Vibrações Devido a Falhas Mecânicas

2.3.1.1 Desbalanceamento

Conforme Patel (2009) o rotor desbalanceado é um dos principais causadores de problemas ligados a vibrações mecânicas encontradas em várias máquinas rotativas. De modo simplificado, o desbalanceamento pode ser conceituado como uma distribuição de forma desproporcional de massas ao longo do eixo do centro de massa do rotor. Logo, o desbalanceamento ocorre quando a massa do rotor está distribuída de forma desigual em torno de sua linha central rotativa.

De acordo com Almeida (2008) a vibração devido ao desbalanceamento é radial e aumenta com a frequência rotacional. Em caso de um desbalanceamento acima do recomendado por norma for encontrado durante a análise da condição de vibração, a máquina deve ser trazida de volta à condição ideal o mais rápido possível, pois ao contrário pode trazer sérios danos a estrutura. As principais causas de desbalanceamento são:

- Componentes do rotor excêntricos;
- Excentricidades em função dos processos de manufatura;
- Distorção do eixo em virtude de variações de temperatura ou tensões;

- Acúmulo de materiais nas pás da turbina;
- Polos do gerador não fixados corretamente;
- Cavitação nas pás da turbina não uniforme;
- Defeitos como quebra de partes da turbina;
- Possíveis variações na rigidez em partes diferentes do rotor.

Uma estrutura quando está submetida ao desbalanceamento apresenta as seguintes características:

- A amplitude se destaca em uma frequência coincidente com a frequência de rotação da massa desbalanceada;
- A amplitude é proporcional à intensidade do desbalanceamento;
- As amplitudes ocorrem com maior intensidade nas direções radiais;
- Estabilidade nas leituras de ângulo;
- Se o sensor desloca em 90° , a fase também muda 90° .

De acordo com Almeida (2008), destacam-se três diferentes formas de desbalanceamento: desbalanceamento estático, desbalanceamento acoplado e desbalanceamento dinâmico conforme Figura 11 e de modo geral máquinas desbalanceadas apresentam um espectro de vibração característico.

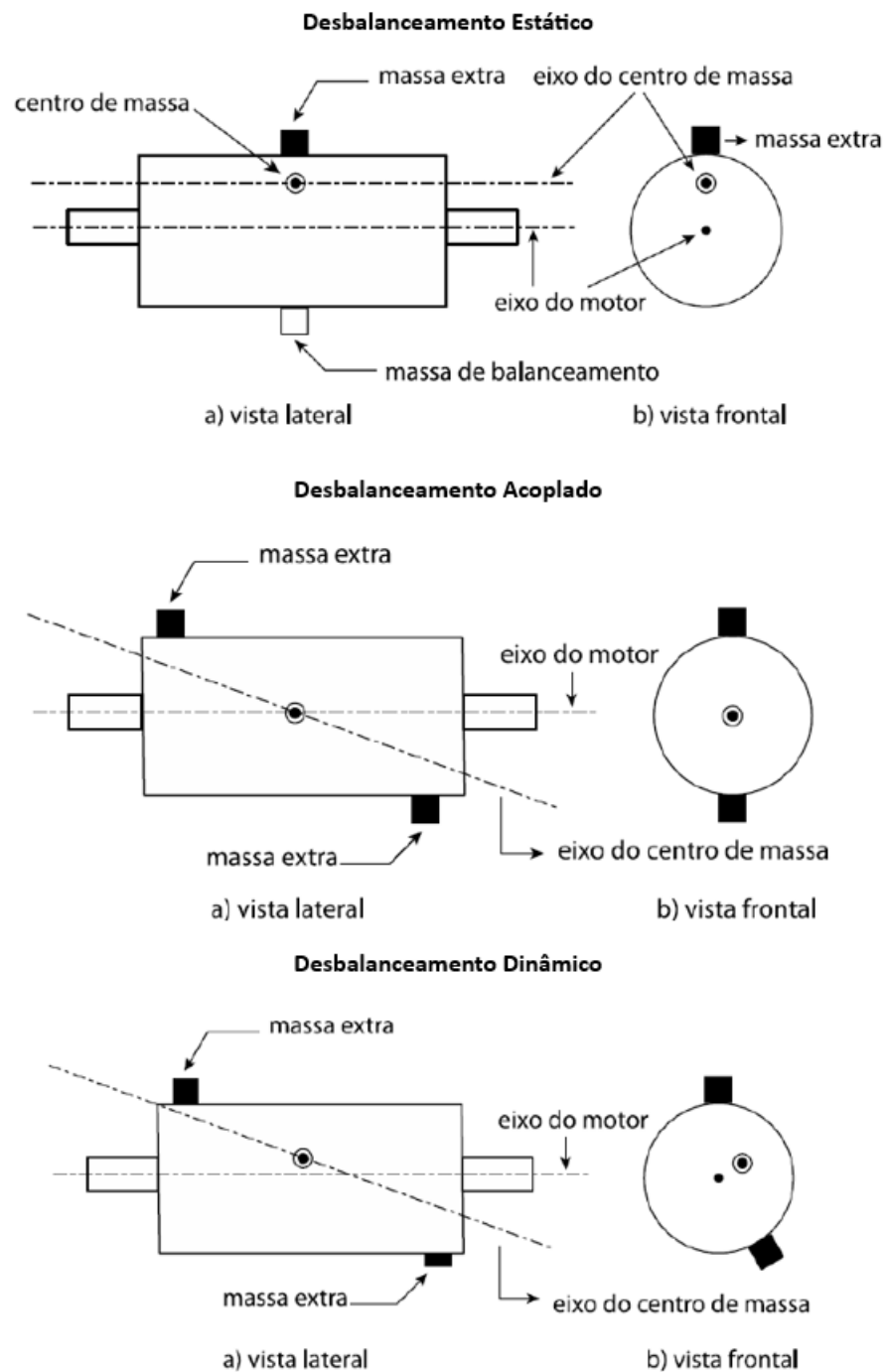


Figura 11 - Tipos de desbalanceamentos (Fonte: adaptado de Matsuo, 2017)

É possível detectar o surgimento de um defeito de desbalanceamento por meio do aumento significativo na amplitude da frequência fundamental de rotação $1x$. Em outras palavras, essa elevação ocorre na velocidade de rotação da máquina devido à força rotativa gerada pela presença de massa desbalanceada conforme Figura 12. Contudo, quando a máquina tem um caso de altíssimo desbalanceamento é comum aparecer no

espectro de vibração múltiplas frequências fundamentais de giro denominadas harmônicas.

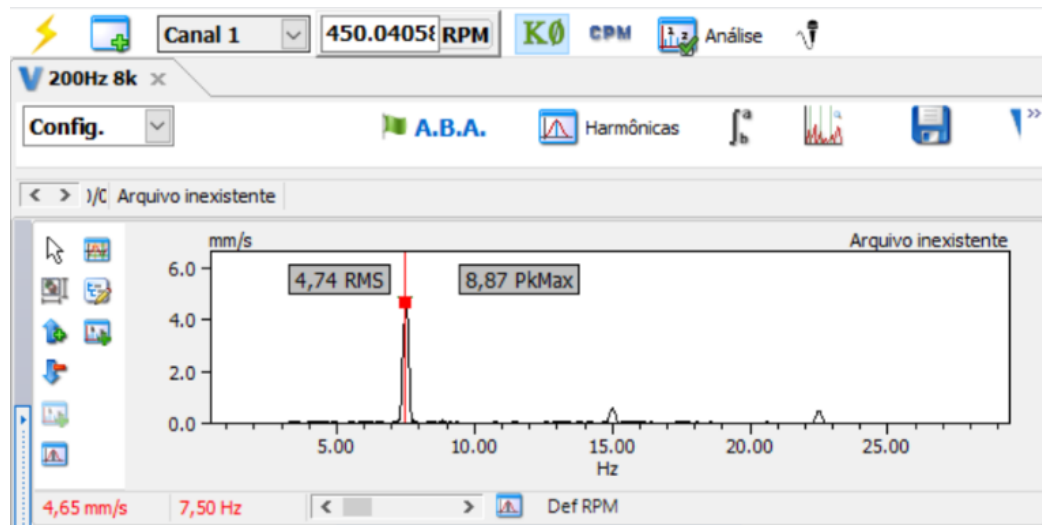


Figura 12 – Característica do espectro de vibração em máquinas com desbalanceamento, 1X frequência nominal (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).

Balanciamento do Rotor do Gerador

Para Carvalho 2017, o objetivo principal do balanceamento é realizar a centralização do centro de massa do rotor em relação ao centro de giro da Unidade Geradora, proporcionando valores de oscilação de eixo dentro de parâmetros estabelecido por norma.

Existem diversas técnicas e metodologias para se aplicar procedimento de balanceamento, que são definidas em função da característica e a importância da máquina. Durante a implementação do método selecionado, é essencial considerar não apenas as etapas do procedimento, mas também os elementos restritivos apresentados pelas instalações físicas das máquinas. como por exemplo:

- Restrição quanto ao valor máximo de massa a ser adicionada no rotor, uma vez que frequentemente existe uma limitação física na inserção dessa massa, como ocorre em situações em que massas são fixadas em furos rosqueados.
- Limitação na remoção de massa localizada no rotor, devido ao risco de diminuição da resistência mecânica em áreas específicas e à possibilidade de formação de entalhes que concentram tensões.
- Restrição da distância do raio de inserção da massa, determinada pelas dimensões

do plano de balanceamento adotado no rotor.

- Avaliação da criticidade do equipamento, pois máquinas de grande importância operacional e financeira demandarão procedimentos mais modernos, rápidos e eficientes.

Para Saldarriaga 2002 o balanceamento de um rotor é necessário a determinação da localização do ponto pesado (heavy spot), ou seja, um local onde existe uma distribuição de massa radial excessiva no ponto de impacto a vibração do equipamento. Outra questão de suma importância a se conhecer o que tangere a atividade de balanceamento, é o high spot, que se trata da localização radial onde o rotor ou eixo apresenta o maior deslocamento durante sua rotação.

O procedimento de balanceamento envolve medições de fase para localizar o high spot, e determinar a relação dele com o heavy spot, e encontrar a magnitude do desbalanceamento ao medir a influência dos pesos de correção. Para determinar o desbalanceamento, é essencial aprender como um rotor responde a uma massa que o faria ficar desbalanceado.

Quando um peso de desbalanceamento é adicionado a um rotor previamente equilibrado:

- O rotor vibrará a uma frequência de 1x RPM.
- A fase medida permanecerá constante.
- Se o peso de desbalanceamento for duplicado, a amplitude da vibração também dobrará, indicando que a amplitude é proporcional à força de desbalanceamento (a amplitude de vibração é um indicador da gravidade do desbalanceamento).
- Se a posição do peso de desbalanceamento for alterada, a fase do vetor medido também mudará (a fase é proporcional à localização do peso de desbalanceamento).
- Se o peso de desbalanceamento for deslocado no sentido horário por um certo número de graus, a fase medida se deslocará igualmente no sentido oposto, ou seja, no sentido anti-horário.

Métodos de Balanceamento

Conforme apresentado no manual Teknikao 2017, existem basicamente dois métodos de balanceamento, sendo esses: em 1 plano e 2 planos.

O Balanceamento em 1 plano é recomendado nos casos em que a peça a ser balanceada possui uma relação entre o comprimento e diâmetro menor que 0,5. O entendimento da técnica de balanceamento em um único plano é de fundamental importância visto que para muitos problemas de desbalanceamento em campo requerem somente a solução em um único plano. Técnicas de balanceamento em mais de um plano são extensões diretas da técnica em um único plano.

O balanceamento em 2 planos é aconselhável quando a peça a ser balanceada possui uma relação entre o comprimento e o diâmetro maior que 2, como é o caso de rotores, cilindros, entre outros. Nessas situações, o desbalanceamento em uma extremidade afeta a outra. Assim, torna-se necessário corrigir ambos os planos simultaneamente.

2.3.1.2 Desalinhamento

Conforme Xia (2019) o desalinhamento assim como o desbalanceamento é muito comum em máquinas rotativas e é um problema na maioria das vezes oriundo do acoplamento entre dois eixos. O desalinhamento da linha de eixo causa vibrações nas direções radial e axial e também levam a falhas e superaquecimento de mancais. Os dois tipos mais comuns de desalinhamentos são:

- Desalinhamento Paralelo: Nesse caso a linha de centro dos dois eixos acoplados se cruzam formando um ângulo entre si conforme exemplo a direita Figura 13a .
- Desalinhamento Angular: tem essa denominação pois a linha de centro dos eixos estão paralelas entre si, conforme exemplo a esquerda da Figura 13b.

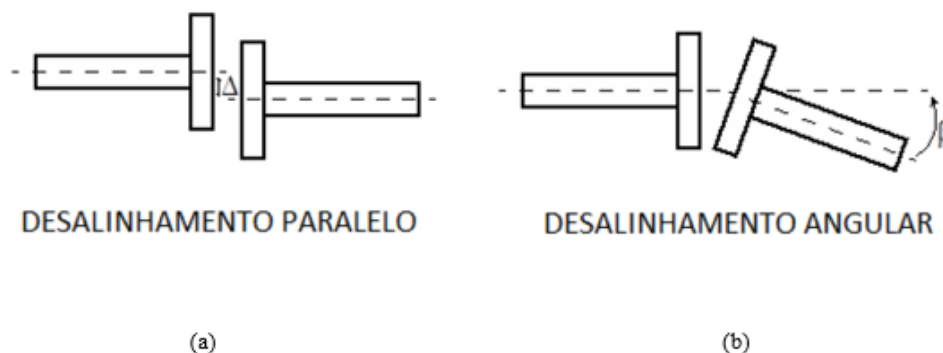


Figura 13 – Croqui representando o desalinhamento angular e paralelo (Fonte: Silva, 2013).

Conforme apresentado em Patel (2009) as características entre o desalinhamento paralelo e o angular são semelhantes, porém o desalinhamento paralelo apresenta vibrações radiais maiores cujas fases se aproximam de 180° em cada lado do acoplamento. O desalinhamento angular tipicamente irá gerar alta vibração axial nas frequências de $1X$ e $2X$, podendo ser visualizada também em $3X$. Já o desalinhamento paralelo resulta 2 picos de deslocamento por ciclo na direção radial, isso resulta em uma maior amplitude na frequência de $2X$ no espectro de vibração, ambos os casos representados na Figura 14 abaixo.

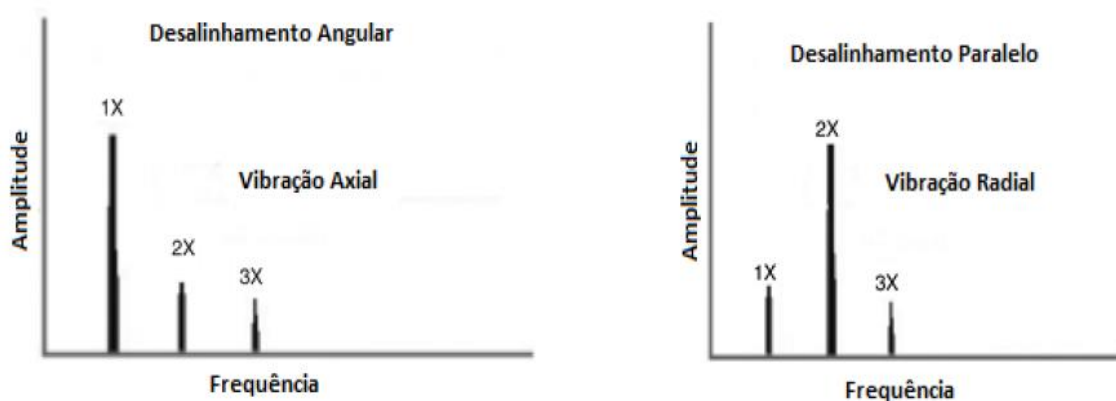


Figura 14 – Espectro de vibração Axial para desalinhamento angular e espectro de vibração radial para desalinhamento paralelo (Fonte: Silva, 2013).

2.3.1.3 Excentricidade

A excentricidade apesar de ser um defeito muito comum ela pode ser considerada como um tipo de desbalanceamento. Até mesmo ao analisar o espectro de vibração será notado que a vibração característica da excentricidade se manifesta na mesma frequência de rotação do eixo excêntrico, produzindo assim vibrações onde a maior amplitude estará na radial e na frequência $1X$ principalmente. Vale ressaltar que sua máxima amplitude

estará na direção da excentricidade.

A excentricidade do eixo pode ocorrer devido a diversos problemas. Observa-se que um eixo está excêntrico quando o diâmetro do mesmo possui variações ao compararmos medidas realizadas da sua linha de centro até sua superfície, ou quando ainda houver deformações no eixo de modo que sua linha de centro em inércia não é coincidente, alguns exemplos de problemas de excentricidade são apresentados na Figura 15. A primeira forma de excentricidade citada acima pode estar condicionada a processos de fabricação do eixo, já segunda se dá devido a fenômenos térmicos onde o eixo se dilata e “curva-se”, o ainda, quando a referida máquina fica parada por um período de tempo e o eixo se o deforma devido ao peso dos componentes nele acoplado.

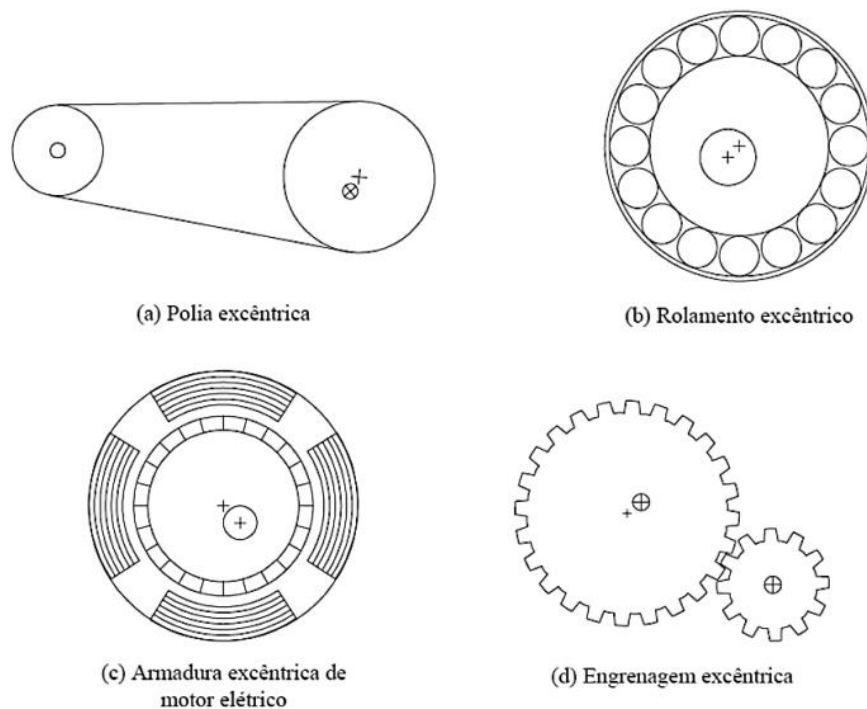


Figura 15 - Tipos comum de excentricidade (Fonte: Piccoli (s/d))

Rotores de máquinas hidráulicas, como por exemplo turbinas, ventiladores, bombas, e outros elementos girantes, sofrem vibrações de 1X devido a excentricidade. Neste caso, a excentricidade pode produzir forças não uniformes entre rolete e difusor do distribuidor, acarretando então forças hidráulicas adicionais sobre os componentes. Não é incomum com o aumento da carga existir um aumento da amplitude da vibração devido à excentricidade e apesar de responder ao balanceamento, este não será capaz de eliminar por completo o efeito da excentricidade com a máquina e o operando em cargas elevadas (ALMEIDA, 2008).

2.3.1.4 Roçamento do rotor

O roçamento é quando ocorre o contato eventual entre as partes estacionárias e rotativas de uma determinada máquina, no caso de geradoras com turbina Francis, o contato pode acontecer entre os labirintos fixos e móveis. O roçamento pode ocorrer de duas formas: parcial ou anelar.

Conforme Silva (2013), o roçamento parcial ocorre quando o rotor entra em contato ocasional com partes fixas, geralmente excitando frequências que são sub-harmônicos da frequência de rotação. Essa ocorrência está associada à frequência de ressonância do rotor. É apresentado a seguir a relação entre a velocidade de rotação da máquina (w_m), as frequências excitadas e pôr fim a frequência de ressonância do rotor (w_r):

- $w_m < w_r \rightarrow$ Frequência excitada: 1X
- $w_m \geq w_r \rightarrow$ Frequências excitadas: 1X ou 1/2X
- $w_m \geq w_r \rightarrow$ Frequências excitadas: 1X, 1/2X ou 1/3X
- $w_m \geq w_r \rightarrow$ 1X, 1/2X, 1/3X ou 1/4X

No caso do roçamento anelar recebe essa classificação quando todo o entorno da parte interna do mancal interfere no giro do rotor. Para essa condição altos níveis de vibração de precessão reversa ao sentido da rotação do eixo irão aparecer e poderá ser visualizado no espectro de órbita que por sua vez será predominantemente elíptica e com frequências reversas.

2.3.1.5 Folgas Excessivas em Mancais de Deslizamentos

Com o passar do tempo é comum em mancais de deslizamento haver um desgaste natural e com isso o surgimento das folgas. Contudo, outros problemas podem sacrificar os mancais e gerar um desgaste prematuro como o desalinhamento, desbalanceamento, excentricidade, rotor elétrico fora do centro magnético entre outros diversos problemas que possam de alguma forma exigir mais dos mancais e reduzir sua vida útil.

Quando um mancal começa a ficar com folga excessiva, começam também aparecer sub-harmônicas da rotação do eixo na maioria dos casos frequências entre 40 a 60% da frequência de giro. Conforme ocorre o avanço a folga tende a acontecer um conjunto de harmônicas da frequência de giro do eixo, com frequências de 1X, 2X, 3X,

podendo chegar a 10X ou maiores conforme mostrado na Figura 16. Em função da folga, a capacidade de absorção de forças dinâmicas vai se reduzindo ao ponto que o mínimo desbalanceamento ou desalinhamento começa a provocar altas amplitudes de vibrações, pelo fato da redução na rigidez do filme de óleo por conta das maiores folgas (ARATO, 2004).

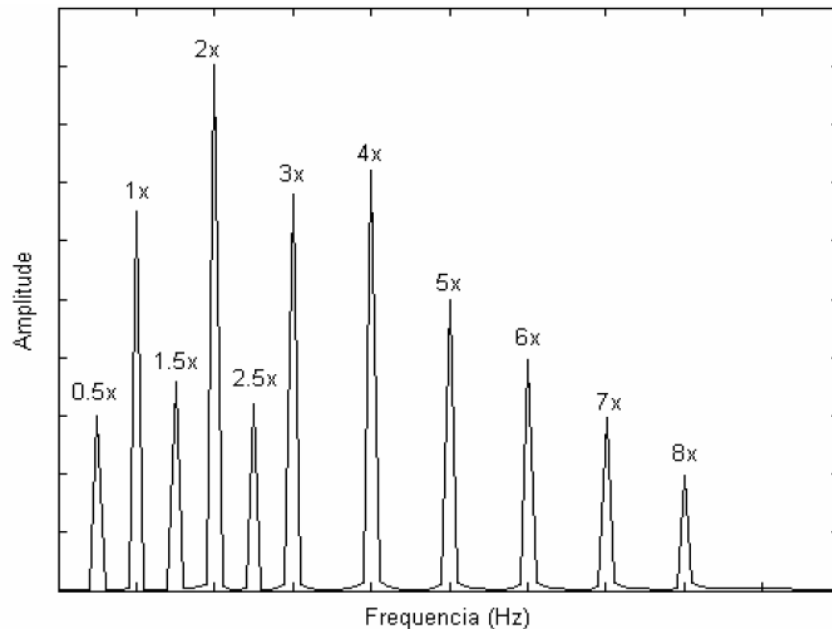


Figura 16 – Exemplo de espectro de frequência de um mancal com folga excessiva (Fonte: Arato, 2004).

2.3.1.6 Rodopio e Chicote de Óleo

Quando a vibração é causada pela excitação do filme de óleo, denominamos tal fenômeno como rodopio de óleo exemplificado na Figura 17, uma falha característica em máquinas com mancais de deslizamento operando com sistema de lubrificação forçada e com velocidades de rotação relativamente altas. A vibração do rodopio é caracterizada pela sua frequência na faixa de 3 a 8% menor que a metade da frequência de rotação do eixo, ou seja, em torno de 0,42X a 0,48X a rotação da máquina (ARATO, 2004).

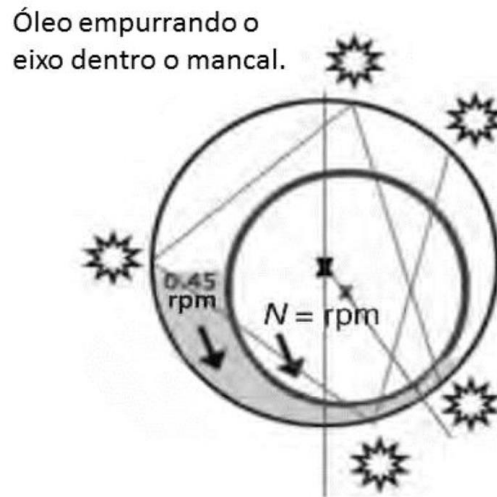


Figura 17 - Fenômeno rodópio do óleo. (Fonte: Matsuo, 2017)

De acordo com Dalpiaz (1997), o rodópio de óleo quando causado pela lubrificação deficiente do mancal, torna insuficiente o papel que o filme de óleo tem entre os componentes fixos e móveis. Quando a lubrificação pobre pode formar um novo fenômeno, o rodópio seco ou *dry whirl*, problema esse que irá gerar contato direto entre eixo e interior do mancal, bem como gerar vibrações em alta frequência, podendo ou não ter presença de harmônicos.

Mohanta *et al.* (2017), destacam que uma vez que o rodópio de óleo coincide com a frequência natural de ressonância do rotor, irá resultar em uma forma mais grave dessa falha conhecida como chicote de óleo tornando-se mais instável. Esse fenômeno é extremamente instável e danoso para o conjunto, além de destrutivo para o mancal.

Mohanty (2015), comenta que o efeito “rodópio de óleo” é mais comum ocorrer em máquinas horizontais com mancais de deslizamento que apresentam óleo pressurizado. Este problema ocorre quando a frequência de rodópio se aproxima das frequências naturais do rotor do equipamento. As frequências características que são observadas podem ser 3 a 8% menor que a metade da frequência fundamental de rotação do eixo, ou seja, $0,42$ a $0,48 \times ff$ conforme mostrado na Figura 18.

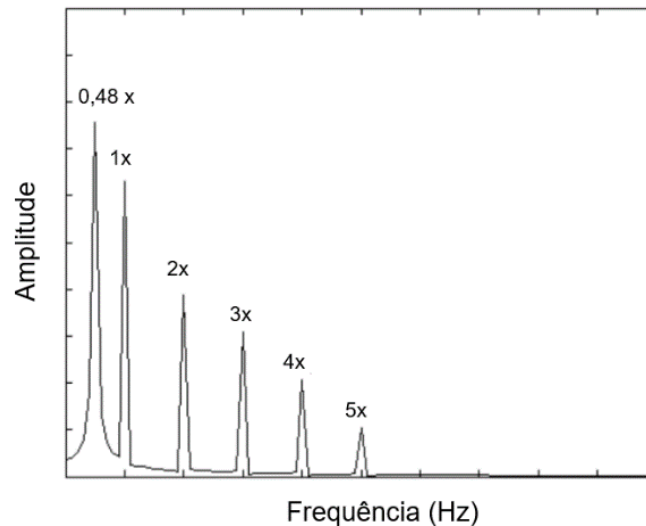


Figura 18- Espectro característico de falha de rodópio de óleo (whirl oil). Fonte: Mohanty (2015)

2.3.1.7 Vibrações Devido às Falhas Elétricas

Conforme Mohanta *et al.* (2017) as irregularidades elétricas em geradores hidrelétricos podem ocasionar uma variedade de vibrações indesejáveis que impactam o sistema de geração, tais como:

Falhas de curto-circuito: Ocorrem quando um caminho de baixa resistência é estabelecido entre os terminais do gerador. Isso origina em um aumento repentino na corrente elétrica, gerando vibrações mecânicas na máquina. O curto-circuito pode ocorrer internamente no gerador ou externamente no sistema elétrico ao qual o gerador está conectado.

Desigualdade de fases: Surge quando as correntes nas diferentes fases do gerador não estão balanceadas. Isso pode causar forças desequilibradas nas partes rotativas do gerador, gerando significativas vibrações mecânicas.

Ressonância elétrica: Acontece quando a frequência natural do sistema elétrico coincide com a frequência das oscilações mecânicas do gerador. Isso pode ocorrer devido a características específicas do sistema elétrico, como a presença de capacitâncias ou indutâncias próximas ao gerador. A ressonância elétrica pode amplificar as vibrações mecânicas do gerador.

Problemas nos sistemas de controle: Falhas nos sistemas de controle do gerador hidrelétrico, como o mau funcionamento dos dispositivos de regulação de tensão ou

frequência, podem resultar em flutuações indesejadas nas variáveis elétricas. Essas flutuações podem se manifestar como vibrações mecânicas no gerador.

Sobrecargas e falta de carga: A ocorrência repentina de sobrecargas ou falta de carga no sistema elétrico pode causar mudanças bruscas na potência e correntes do gerador. Essas mudanças podem resultar em vibrações mecânicas devido ao estresse adicional nos componentes do gerador.

É importante ressaltar que as vibrações decorrentes de falhas elétricas em geradores hidrelétricos podem levar a danos estruturais, desalinhamentos, desgaste prematuro e até mesmo falhas catastróficas. Portanto, é essencial contar com sistemas adequados de monitoramento e proteção, a fim de identificar e lidar prontamente com essas falhas elétricas, visando minimizar os efeitos adversos nas vibrações e na integridade do gerador.

2.3.1.8 Vibrações Oriundas de Excitações Hidráulicas

Explica Brennen (2010), que durante a operação das turbinas hidráulicas, inúmeras formas de excitações hidráulicas podem levar a diferentes tipos de vibrações. Então, as principais fontes de vibração nas turbinas hidráulicas são:

Vibrações devido a desequilíbrio hidráulico: Ocorre quando temos a distribuição de pressão no interior da turbina hidráulica desuniforme, ocorre um desequilíbrio hidráulico. Esse fenômeno gera de efeito vibrações e forças desequilibradas na turbina, o que gera vibrações indesejadas.

Vibrações devido a cavitação: A cavitação acontece quando a pressão do fluido cai abaixo do ponto de vaporização, formando bolhas de vapor no fluxo. Essas bolhas por sua vez, podem colapsar violentamente ao entrar em uma região de alta pressão, originando assim impactos e vibrações na turbina hidráulica. O efeito erosivo da cavitação depende da magnitude do nível de cavitação e das propriedades de resistência à fadiga do material.

O sinal de vibração associado à cavitação em uma turbina hidráulica geralmente possui características aleatórias. Como resultado, o espectro de frequências de uma medição em uma turbina com cavitação mostrará uma banda estreita de frequência de vibração aleatória, concentrada na faixa de altas frequências. A Figura 19 ilustra esse espectro, onde o pico 1X representa a frequência de rotação da máquina, e o pico BPF

(Blade Passage Frequency) corresponde à frequência de passagem das pás, a qual é igual à rotação multiplicada pelo número de pás do rotor da turbina.

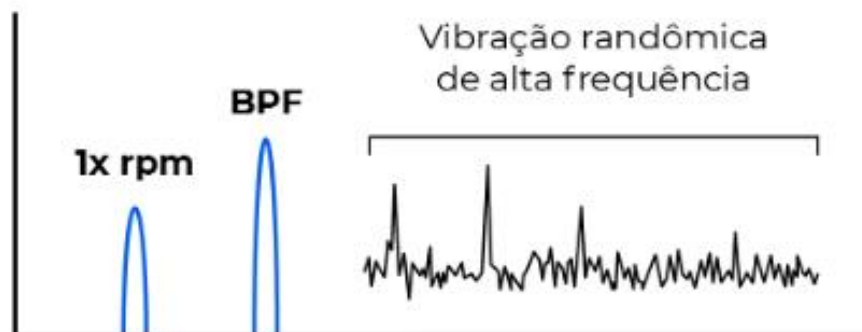


Figura 19 - Espectro de frequência característico de cavitação (Cyrino , 2023).

Vibrações devido a Vórtices: Os vórtices são turbulências que se formam ao redor das pás da turbina hidráulica, especialmente nas bordas e em áreas de alta velocidade do fluxo hidráulico. A consequência desses vórtices é a indução de vibrações nas pás, gerando forças oscilantes e ruídos.

Vibrações devido a ressonância hidráulica: A ressonância hidráulica ocorre quando as características do fluxo de água, como velocidade, frequência e pressão, coincidem com a frequência natural da turbina hidráulica. Isso pode amplificar as vibrações, trazendo em danos às pás e à estrutura da turbina.

Vibrações devido a impactos hidráulicos: Os impactos hidráulicos ocorrem normalmente quando origina-se uma interação entre o fluxo de água e os componentes da turbina, como por exemplo: pás, ejetores ou partes móveis. Esses impactos podem gerar de efeito forças súbitas e vibrações associadas.

Além disso, de acordo com Alencar (1999) vibrações podem ser causadas por desequilíbrios, flutuações de pressão, ressonância estrutural ou mau funcionamento dos componentes hidráulicos. No caso de circuitos hidráulicos, as vibrações também podem ocorrer nos condutos que conduzem água à turbina.

Outras fontes de excitações, incluem vibrações devido ao próprio fluxo de fluido, que podem ocorrer devido à turbulência causada por obstruções, mudanças bruscas de direção, variações na velocidade do fluxo ou irregularidades na geometria dos condutos. Essas vibrações podem ser transmitidas à estrutura circundante, resultando em vibrações

indesejadas.

As válvulas hidráulicas também podem contribuir para as vibrações, uma vez que ao operar, podem gerar vibrações devido a oscilações de pressão e turbulência no fluido podendo ser transmitidas aos condutos e a outros componentes próximos, resultando em ruído e desgaste prematuro.

2.4 Técnicas de Aquisição e Processamento dos Sinais

O encontro de falhas é um dos objetivos primordiais do sistema de monitoramento, é também a primeira etapa para o processo de diagnóstico, prognóstico e análise da situação de uma máquina.

Conforme Zhang *et al.* (2022), as técnicas de detecção empregadas nos sistemas de monitoramento de vibração exigem um processamento inicial dos sinais provenientes dos sensores instalados na Unidade Geradora. Muitas das ferramentas que permitem a aquisição desse espectro são utilizadas na grande maioria das técnicas de detecção. As medições mais significativas para o monitoramento de vibrações mecânicas estão relacionadas ao deslocamento, velocidade e aceleração de peças da máquina. O transdutor adequado a ser usado e a escolha de qual grandeza será medida dependem da faixa de frequência da vibração que precisa ser examinada.

O sinal proveniente do transdutor é condicionado, geralmente utilizando um filtro ou um circuito amplificador, antes de ser captado por um sistema de aquisição. A utilização de computadores para o processamento e análise requer a obtenção de uma versão digital dos sinais. Dessa forma, o processo de aquisição de dados inclui fases de ensaio (sample and hold) e conversão analógico-digital (discretização e quantização).

Diversas técnicas de processamento de sinais envolvem transformações de funções entre dois espaços de definição. Um exemplo é a transformada de Fourier, que converte uma função do espaço temporal para um espaço cuja base é composta por funções seno e cosseno hiperbólicos. Isso permite descrever o sinal no domínio da frequência por meio de sua composição em relação às funções que formam a base do espaço. A Transformada de Fourier tornou-se a principal ferramenta no processamento de sinais devido à ampla e consolidada utilização do espectro de frequências para a análise de um sinal.

Um gráfico gerado no domínio da frequência é denominado espectro de

frequência do sinal. Esse espectro é a representação gráfica das frequências que compõem o sinal, bem como das amplitudes relacionadas a cada uma. Em outras palavras, cada frequência possui uma amplitude correspondente no espectro. No gráfico, as frequências são representadas ao longo do eixo horizontal em escala linear ou logarítmica, enquanto as amplitudes são plotadas ao longo do eixo vertical. O espectro revela as fontes individuais de ruídos em suas frequências distintas, junto com as amplitudes associadas a cada uma delas. (RAJABY, 2012).

Dado um sinal periódico $x(t)$, com período T_0 , então:

$$x(t) = x(t + T_0) \quad \forall t \in \mathbb{R} \quad (1)$$

O menor T_0 que satisfaz essa condição é chamado período fundamental de $x(t)$.

Considerando um sinal $x(t)$ constituído por uma soma infinita de senos e cossenos:

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cdot \cos(n \cdot \omega_0 t) + b_n \sin(n \cdot \omega_0 \cdot t)) \quad (2)$$

Onde a_n e b_n São constantes de integração, n índice de integração e por fim, t tempo.

Logo, o sinal é periódico, com período fundamental $T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}$, onde ω_0 é a frequência fundamental do sistema.

É válido também o inverso, onde qualquer sinal periódico pode ser representado pela soma infinita de senos e cossenos de frequência ω_0 e assim também suas harmônicas. Utilizando a igualdade de Euler, é possível escrever a série infinita (2) em termos de funções exponenciais complexas, onde este formato mais conhecido da série de Fourier:

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=-\infty}^{\infty} C_n e^{j \cdot n \cdot \omega_0 \cdot t} \quad (3)$$

Sendo que o j representa o número imaginário, $j = \sqrt{-1}$ e C_n são os coeficientes das séries e sua obtenção é da seguinte forma:

$$C_n = \frac{1}{T_0} \int_{t_0}^t x(t) e^{-j \cdot n \cdot \omega_0 \cdot t} dt \quad (4)$$

De acordo com Pupin (2011) os coeficientes da série são números complexos que

representam a colaboração de cada harmônico na construção do sinal $x(t)$. O módulo do coeficiente quantifica a intensidade do harmônico e a fase do coeficiente demonstra o deslocamento angular preciso até a componente atingir seu máximo valor. Tendo como base um sinal estacionário e não periódico, $y(t)$, é possível fazer a representação desse sinal com a série de Fourier. Deve-se então considerar que $y(t)$ possui um período fundamental $T_0 \rightarrow \infty$.

Ainda conforme a autora acima, o limite quando T_0 tende à infinito, já a frequência fundamental do sinal tende à zero, o espectro de frequências se torna denso de modo que as componentes espectrais ficam espaçadas com intervalos nulos. Não é possível mais quantificar o fragmento de contribuição de uma única componente de frequência, mas sim de uma faixa de frequências (densidade espectral). No limite quando T_0 tende à infinito, a série de Fourier se torna uma integral, conhecida também como respectivamente Transformada de Fourier e transformada inversa:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-j\omega t} dt \quad (5)$$

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega \quad (6)$$

Considerando que as séries de Fourier representam uma ferramenta para expressar um sinal periódico como uma soma infinita de componentes senoidais (senos e cossenos), elas são empregadas para transformar um sinal inicialmente no domínio do tempo para o domínio da frequência.

Devido aos avanços na velocidade de processamento e à disponibilidade mais acessível de microcomputadores e processadores digitais, a maioria dos dispositivos utilizados na análise de sinais atualmente gera numericamente o espectro de vibrações usando o algoritmo FFT (*Fast Fourier Transform* em inglês). Entretanto, alguns equipamentos ainda incorporam filtros passa-banda ajustáveis, permitindo uma análise com a construção rápida e de baixo custo de um espectro de vibrações, especialmente aplicável para dispositivos mais simples (ARATO, 2004).

A Transformada Rápida de Fourier representa um algoritmo ou método de cálculo

utilizado para obter a Transformada Discreta de Fourier (DFT) com uma notável redução no número de pontos nas operações aritméticas em comparação com a aplicação do método direto. Desde sua primeira publicação em 1965, esta transformada tem transformado significativamente o campo da análise de sinais e permanece como uma das técnicas mais relevantes disponíveis (LI, 2022).

Logo, a Transformada Discreta de Fourier – TDF, é dada por:

$$X \cdot \left(\frac{n}{N \cdot T} \right) = \sum_{k=0}^{N-1} X \cdot (K \cdot T) \cdot e^{\left(\frac{-j \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot k}{N} \right)} \quad (7)$$

Onde T representa o período de amostragem e N o número total das amostras utilizadas para o cálculo. Abaixo, a Transformada Inversa é dada por:

$$X(kT) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X \cdot \left(\frac{n}{N \cdot T} \right) \cdot e^{\left(\frac{j \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot k}{N} \right)} \quad (8)$$

2.5 Instrumentos Utilizados no Monitoramento de Vibrações

Conforme Wang *et al.* (2011) o monitoramento da vibração é muito útil para a identificação de falhas devido à vibração excessiva. Se uma máquina estiver em boas condições durante o funcionamento, os espectros de frequência de vibração terão uma forma particular que será alterada quando ocorrerem falhas. A instrumentação mais comum e utilizada para a aquisição de sinais normalmente utiliza os seguintes elementos, mostrados também na Figura 20.

- Transdutor;
- Unidade de condicionamento de sinais;
- Unidade de processamento de sinais;
- Armazenamento do sinal de dados;
- Tela de exibição para visualização;

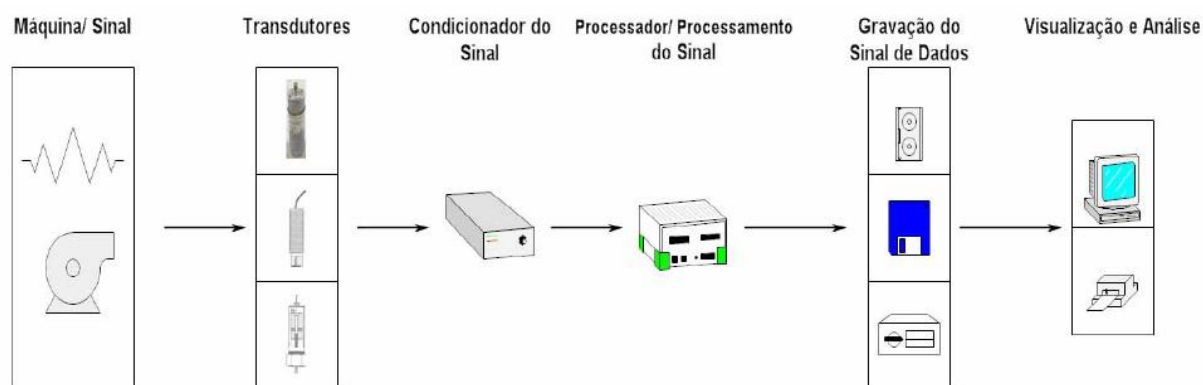


Figura 20 - Esquema representativo da instrumentação utilizada na aquisição e análise de sinais de vibração (Fonte: Almeida, 2008).

O transdutor representa o ponto inicial em qualquer medição de vibração e é considerado o componente mais crucial. Por essa razão, é de fundamental importância realizar a seleção adequada, levando em consideração as condições apresentadas em campo. O transdutor é um dispositivo empregado na conversão de energia de uma forma para outra, sendo que, nos transdutores de vibração, ocorre a conversão de energia mecânica para energia elétrica. (CHAE *e. al.*, 2012).

De acordo com Yang (2013), o sinal elétrico gerado por um transdutor não é o mais recomendado para análise direta ou leitura. Portanto, torna-se essencial o emprego de um condicionador de sinais. Esse dispositivo engloba componentes como amplificador, conversor analógico-digital (A/D) e compensador de impedância do cabo, refinando o sinal coletado da máquina.

Conforme Almeida (2008) no processador de sinais, estão inclusos os filtros, bem como pode ser observado também medidores dos valores *Root Mean Square* (RMS), medidores de valores de pico do sinal e integrador. Quando existe a necessidade de isolar uma determinada faixa de frequência para análise, pode-se utilizar alguns filtros como:

- Filtro tipo passa alta: possibilita que os sinais abaixo de uma dada frequência passem para saída, eliminando assim os sinais de frequências superiores.
- Filtro tipo passa baixa: permite que sinais superiores a uma determinada frequência passem para saída, eliminando os sinais com frequência superiores;

- Filtro tipo passa-banda: permite a passagem de sinais em uma determinada faixa de frequências, eliminando o restante
- Corta banda (band stop): elimina os sinais contidos em determinada faixa de frequência, permitindo que o resto do sinal passe para a saída.

Para exemplificar, a Figura 21 mostra o sinal no domínio da frequência sem a utilização dos filtros e após a utilização de cada um.

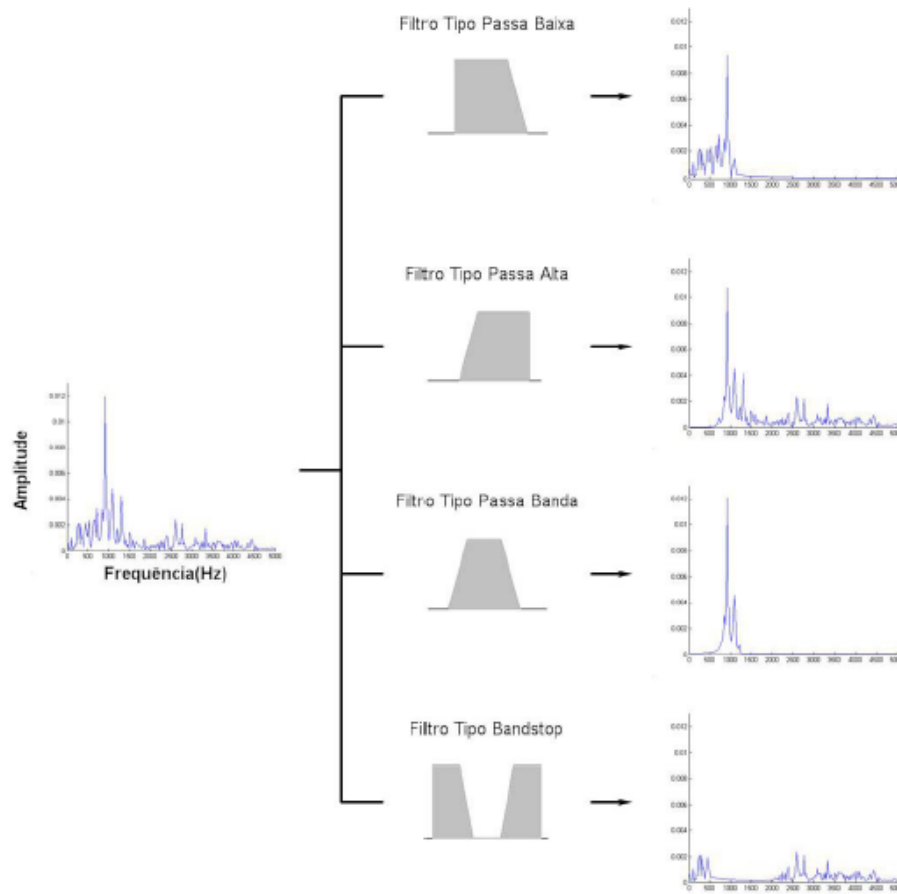


Figura 21 - Resposta do sinal no domínio da frequência para os quatro tipos de filtro (Fonte: Almeida, 2008).

Para o armazenamento do sinal coletado, pode ser realizado por qualquer computador com condições mínimas para atender o software e é a partir desse ponto que a análise do sinal é realizada. Por fim, o display que nada mais é onde se tem a forma visual do sinal adquirido pelos demais instrumentos, que pode ser tanto no domínio do tempo quanto da frequência. Pode ser visto como por exemplo: tela de um computador, em uma carta gráfica proveniente de um *ploter* e na tela do osciloscópio.

2.5.1 Acelerômetros

De acordo com Pierson *et al.* (2021), o acelerômetro piezoelétrico é autogerado, de forma que não há necessidade de fonte de alimentação e são dispositivos usados para medir a aceleração própria de um sistema. São transdutores de vibração muito utilizado para medidas de valores absolutos de partes estacionária de equipamentos ou estruturas. São amplamente utilizados para detectar e monitorar vibrações em sistemas mecânicos em geral, como mancais de elementos rotativos, caixas de engrenagem, condutos forçados, e quaisquer outras vibrações de natureza mecânica, elétrica ou hidráulica.

Seu princípio de funcionamento basicamente consiste na 2ª Lei de Newton, onde uma força que age sobre uma massa qualquer produz uma aceleração. No interior do cristal, quando submetido a uma força devido a atuação de massa sísmica resultar em uma carga elétrica de saída, que por sua vez é proporcional a aceleração. Nesse caso, pequenas forças irão produzir baixos níveis de vibração e forças maiores manifestarão altas aceleração (FAHMI, 2022).

Conforme Gripp (2018) os tipos mais comuns de acelerômetros utilizados para análise de vibração são os capacitivos, piezo-resistivos e piezoelétricos, sendo este último amplamente utilizado devido a sua ampla faixa de frequência e faixas dinâmicas, além de excelente linearidade. A seleção do acelerômetro a ser utilizado em um determinado sistema é de fundamental importância para garantir bons resultados, minimizando ruídos e incertezas. Os principais parâmetros a serem considerados são:

- Intervalo de medida;
- Sensibilidade;
- Sensibilidade transversal;
- Intervalo de frequência;
- Número de eixos;
- Massa;
- Condições ambientais;

A Figura 22 ilustra as duas configurações mais comuns referente a estrutura de um acelerômetro piezoelétrico: tipo de compressão na qual a massa exerce uma força de

compressão no elemento piezoelétrico e o segundo tipo de cisalhamento onde a massa exerce uma força cisalhante no elemento piezoelétrico.

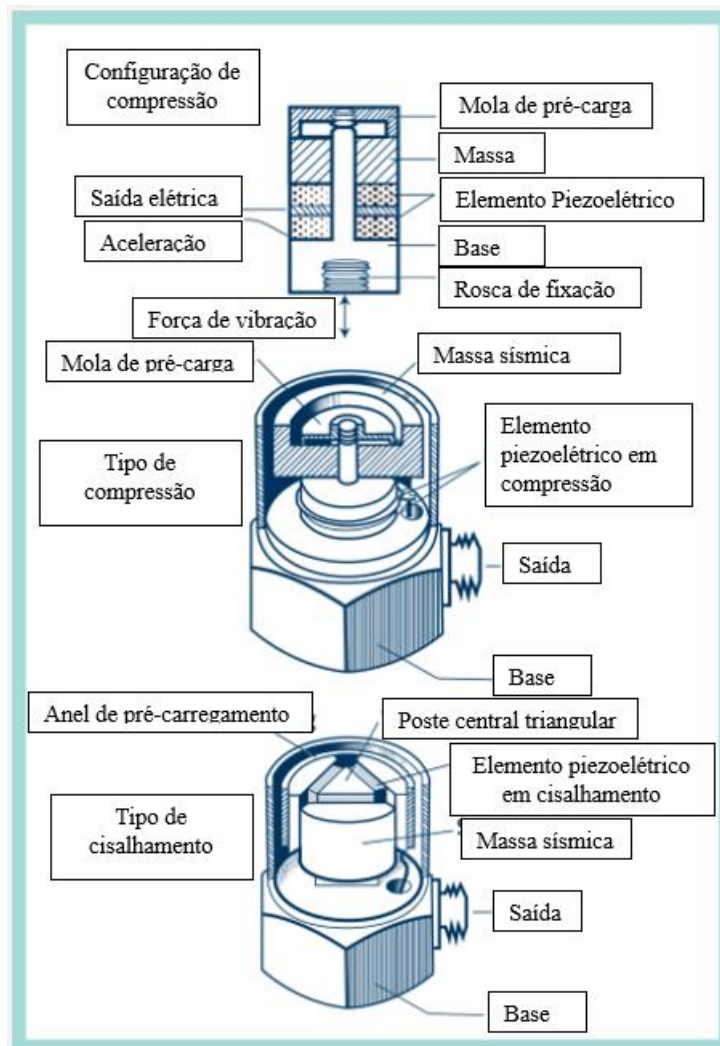


Figura 22 - Estrutura de um acelerômetro piezoelétrico e tipos de configuração (Fonte: Adaptado de BRÜEL & KJÆR, 2022).

De acordo com Carreira (2012) metodologia de montagem do acelerômetro no ponto de medição é um fator crítico para a obtenção de resultados precisos da vibração. Uma montagem sem os devidos cuidados pode resultar em uma redução na frequência de ressonância, limitando assim severamente a faixa útil de um acelerômetro. A principal exigência é garantir contato mecânico entre a base do acelerômetro e estrutura de teste.

A montagem ideal de um acelerômetro nos pontos de monitoramento de vibração é feita através de um pino roscado em uma superfície lisa e plana, contudo, existem outras alternativas para fixação do mesmo como por exemplo colagem, uso de base magnética, uso de ponteiras, conforme Figura 23. Entretanto, conforme pode ser observado na curva

de resposta Figura 24, a frequência ressonante diminui conforme a redução da qualidade de fixação do acelerômetro.

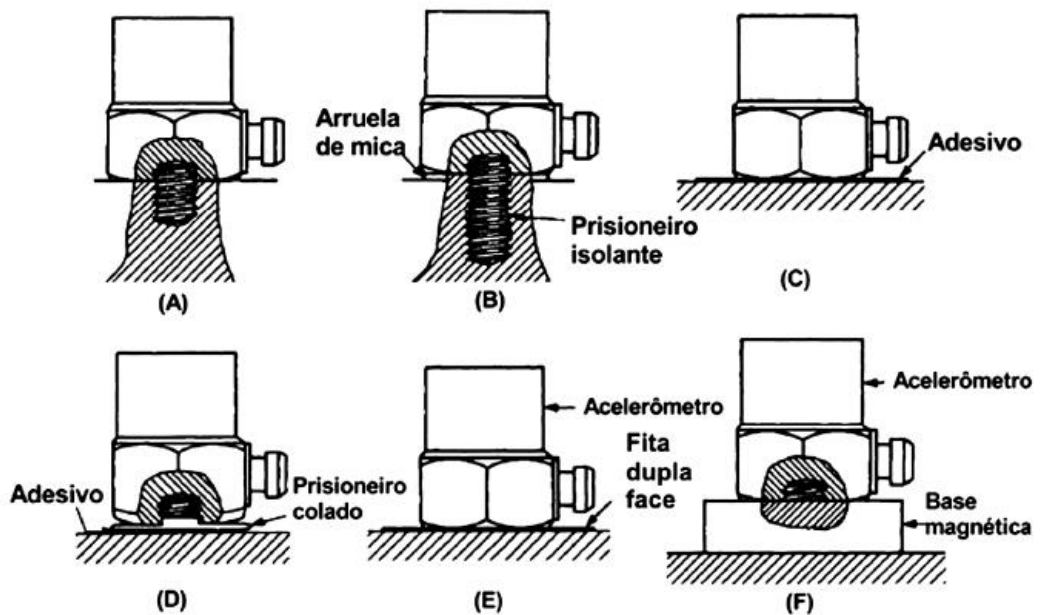


Figura 23- Resposta de frequência de alguns métodos de fixação do acelerômetro (CARREIRA, 2012)

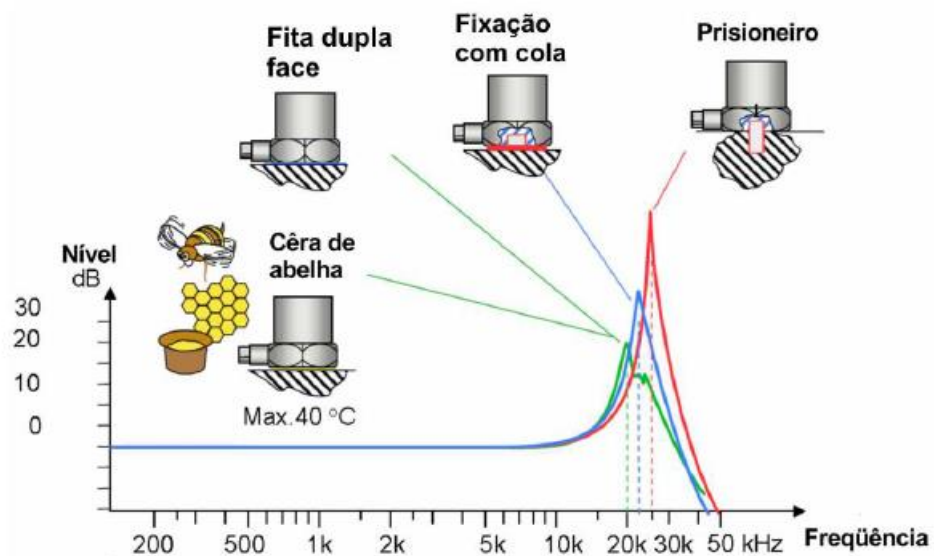


Figura 24 - Curva de ressonância diminuída conforme o tipo de fixação (CARREIRA, 2012).

2.5.2 Sensores de Proximidade

De acordo com Matsuo (2017) transdutor de deslocamento sem contato ou proximímetros, tem sua ampla utilização na obtenção de medidas de deslocamento relativo entre partes de móveis e estacionárias, que em sua maioria são eixos e mancais. Seu princípio básico de funcionamento consiste em uma sonda ou dispositivo físico que por

sua vez gera um campo eletromagnético e um circuito condicionador resultando em uma tensão elétrica equivalente à distância entre a extremidade da sonda e o elemento alvo. A Figura 25 representa o corte transversal de um transdutor de deslocamento sem contato.

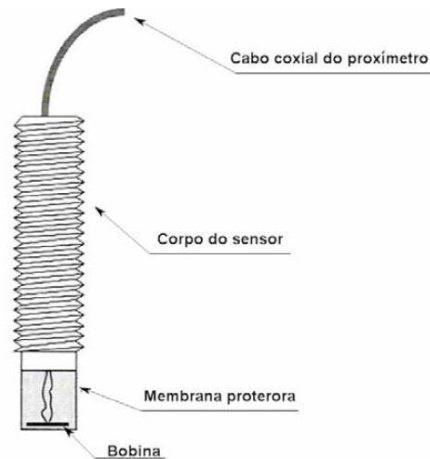


Figura 25 - corte transversal de um transdutor de deslocamento sem contato (Fonte: Silva, 2013).

Conforme Almeida (2008) as principais vantagens trazidas pela utilização do transdutor de deslocamento são:

- Pode ser aplicado em uma vasta gama de máquinas;
- Sua calibração é simples;
- Medidas dinâmicas do movimento do eixo;
- Medidas estáticas da posição do eixo;
- Boa resposta do sinal;
- Pode ser encontrado em diversas configurações físicas;
- Montagem robusta e confiável;
- Não sofre com os efeitos de óleos e gases e;
- Instalação adequada em ambiente agressivo.

Seguem também algumas desvantagens e dificuldades com relação a utilização desse transdutor:

- Deve ser mantida a impedância do cabo que liga o transdutor ao

condicionador;

- Se torna sensível a interferências quando próximo de outros transdutores de deslocamento;
- Sensível as propriedades e tipo de material;
- Em caso de imperfeições na superfície de medição e magnetismo pode diminuir a confiabilidade devido a sua sensibilidade.
- Necessita que a superfície do eixo tenha uma boa condutibilidade;
- Não pode ser submerso em água.
- Uma fonte externa de energia é requerida e;
- Instalação potencialmente difícil em algumas instalações.

2.6 Normas Aplicáveis

Os métodos essenciais de análise de vibração envolvem o emprego de acelerômetros como dispositivos de captação de sinais, utilizados para mensurar a aceleração absoluta em partes fixas da máquina. Somado aos acelerômetros, sensores de deslocamento, como os indutivos, capacitivos ou ópticos, são empregados para medir a oscilação relativa entre o eixo e o mancal ou a estrutura.

Na análise no domínio do tempo, a abordagem mais comum é a avaliação da severidade da vibração com base em alguma medida de nível global do sinal vibratório, como o valor RMS, a amplitude pico a pico ou zero a pico. Além disso, são utilizadas medidas de ângulos de fase (Pusey & Roemer - 1999) e diagramas de órbita. Sendo assim, para existir parâmetros após o processamento dos dados adquiridos normas e recomendações têm sido desenvolvidas e continuam a ser criadas para quantificar a severidade da vibração.

- **RMS:** A operação de RMS (Root Mean Square ou raiz do valor médio quadrático, consiste na raiz do valor médio das amostras elevadas ao quadrado
- **Pico a pico:** A operação de pico a pico ao se tratar de vibrações, consiste na diferença entre o pico e o vale do sinal a ser analisado em um determinado período. Muito utilizado para indicação de níveis de

vibrações normativos para vibração relativa.

- **Pico:** na análise de vibrações o valor de pico de um sinal em um determinado período é definido como sendo o valor de pico a pico dividido por 2. É muito utilizado para análise do balanceamento do rotor, onde o valor de pico corresponde ao local onde se encontra o ponto de massa mais pesado que causa o desbalanceamento.

2.6.1 ISO 7919-5

A ISO 7919-5 (2005) “*Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria*” irá fornecer as zonas de classificação para oscilação de eixos rotativos. Conforme Figura 26, estão apresentadas a classificação do equipamento no que refere-se a severidade correlacionando a rotação por minuto com a oscilação do eixo. É possível observar ainda, que conforme a rotação aumenta a tolerância entre faixas diminui, e podemos classificá-las como: Faixa A- bom, Faixa B- aceitável, Faixa C- insatisfatório e Faixa D- inaceitável.

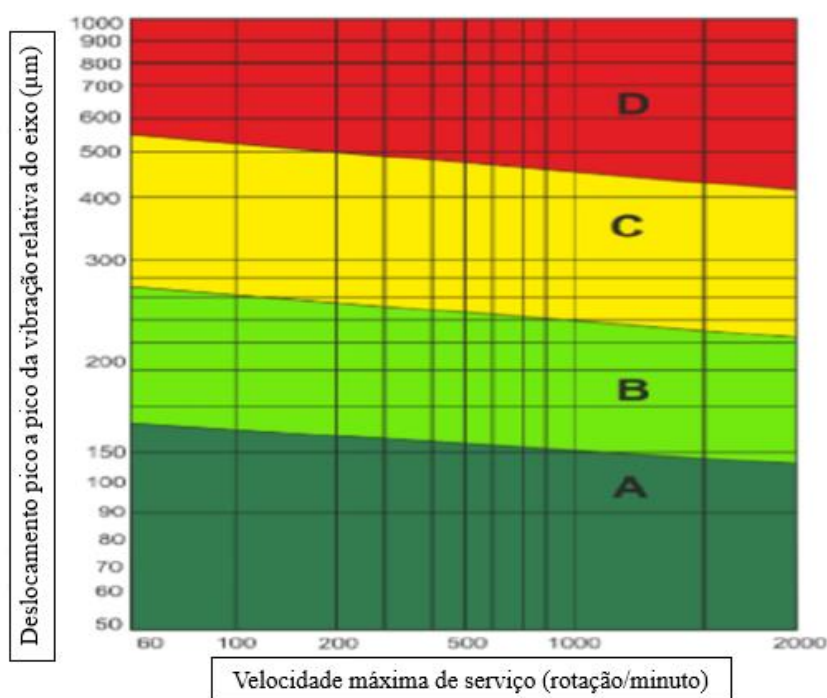


Figura 26 - Faixa de classificação do equipamento em relação a rotação e oscilação do eixo. (Adaptado de ISO 7919).

2.6.2 Norma ISO 10816-5

O padrão desta norma utiliza partes rígidas e não móveis das máquinas para

realizar o acompanhamento da vibração. Os acelerômetros são posicionados em pontos da Unidade Geradora como: mancais, suporte de mancais, cubas de óleo e outros locais próximo aos mancais que sejam providos de estruturas rígidas para não interferir a aquisição de dados.

Essa norma define 4 grupos distintos de máquinas onde cada um têm seus respectivos limites de vibração:

Grupo 1: Máquinas horizontais com mancais montados em uma fundação rígida, tipicamente com rotação de operação acima de 300 rpm, Figura 27.

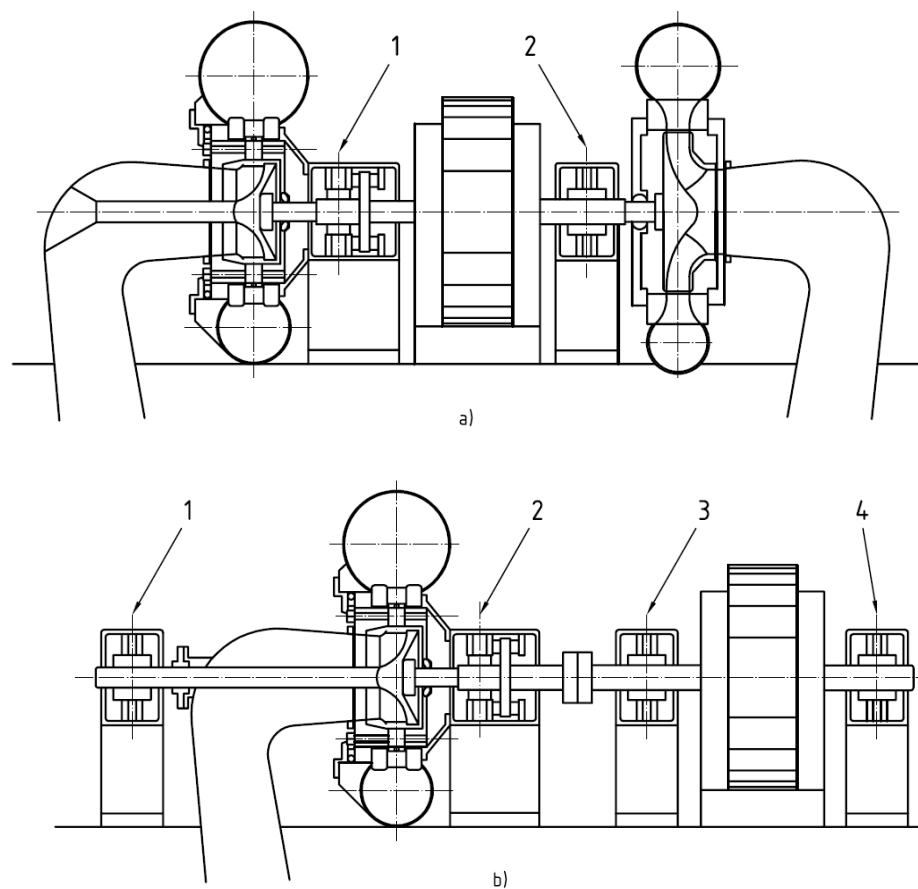


Figura 27- Máquinas do grupo 1, os números indicados nas imagens referem-se aos pontos para medições (Fonte: ISO 10816)

Grupo 2: Máquinas horizontais com a caixa dos mancais apenas fixadas na estrutura da máquina hidráulica, geralmente com rotação de operação abaixo de 300 rpm, Figura 28.

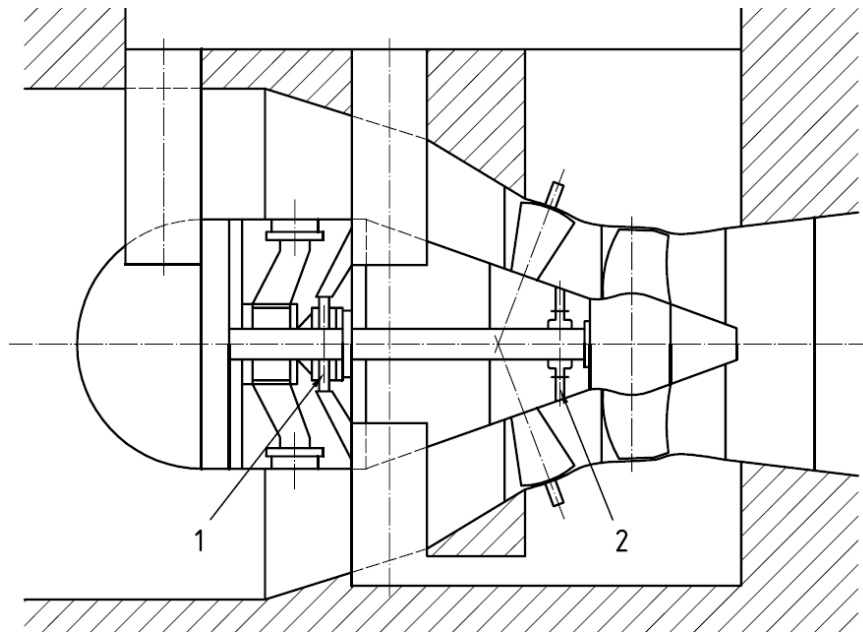


Figura 28- Máquinas do grupo 2, os números indicados nas imagens referem-se aos pontos para medições (Fonte: ISO 10816)

Grupo 3: Máquinas verticais com as caixas dos mancais todas fixadas na fundação, tipicamente com velocidades de operação entre 60 rpm e 1000 rpm, Figura 29.

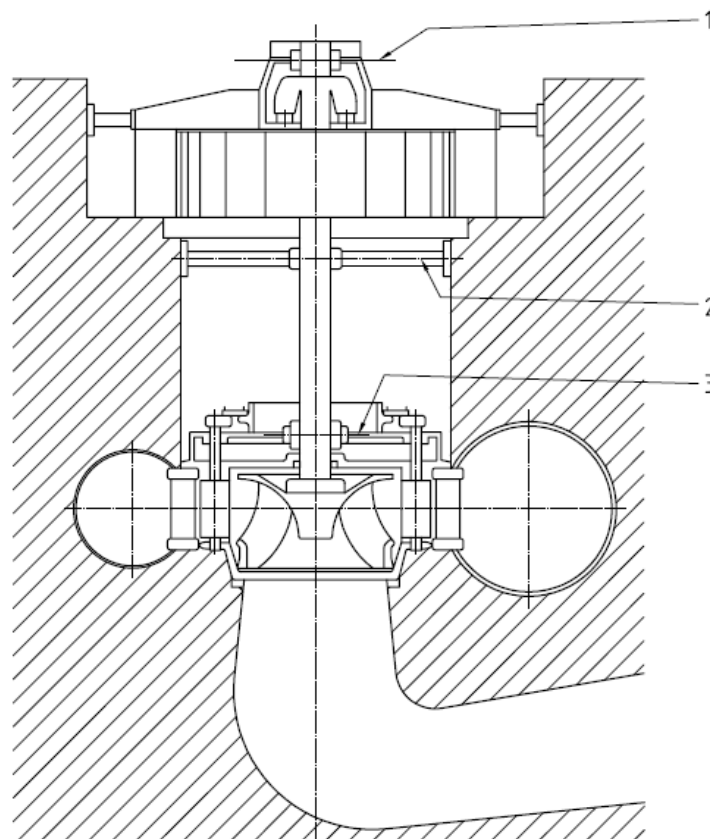


Figura 29- Máquinas do grupo 3, os números indicados nas imagens referem-se aos pontos para medições (Fonte: ISO 10816)

Grupo 4: Máquinas verticais com as caixas de mancais inferiores fixadas na fundação e caixas dos mancais superiores fixadas apenas no estator do gerador, geralmente com rotação de operação entre 60 rpm e 1000 rpm (geradores do tipo “Umbrella” pertencem a este grupo), Figura 30.

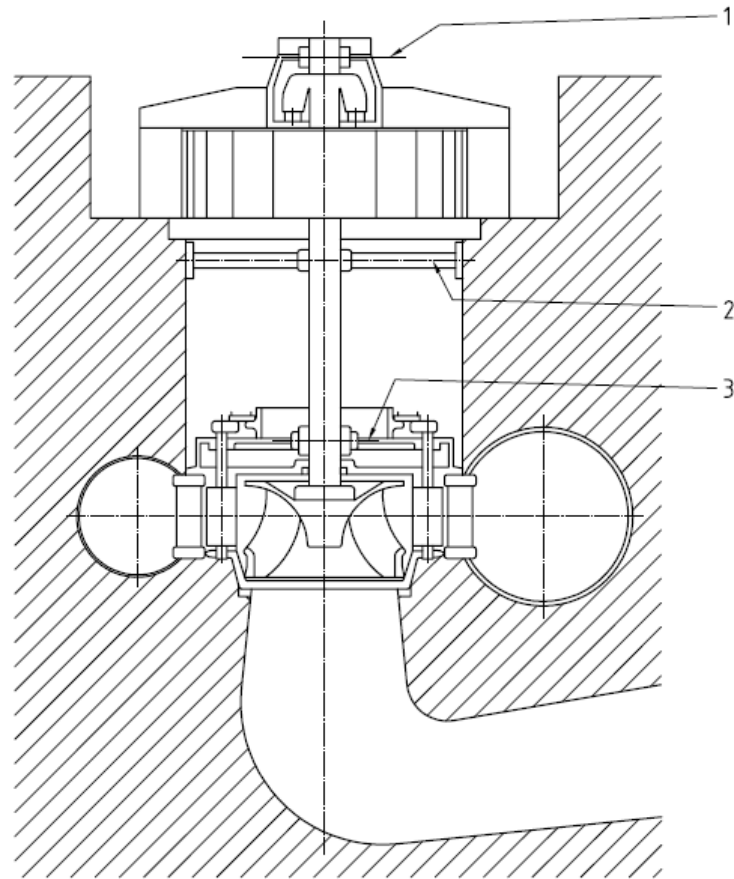


Figura 30- Máquinas do grupo 4, os números indicados nas imagens referem-se aos pontos para medições (Fonte: ISO 10816)

De acordo com a ISO 10816 (2000), existem ainda uma classificação das máquinas quanto ao nível de severidade de vibração, segregando em 4 níveis:

Zona A: A vibração de máquinas novas, recém comissionadas deverão normalmente ficar nessa zona.

Zona B: Máquinas com vibração nessa zona normalmente são consideradas aceitáveis para operação irrestrita.

Zona C: Máquinas com vibração nessa zona são consideradas insatisfatórias para operação contínua. Deverão ser operadas em período limitado nessa condição até

oportunidade para ações de correção.

Zona D: Valores de vibrações nessa zona normalmente são considerados suficientes para causar dano à máquina.

A seguir as Tabelas 1,2,3 e 4 apresentam limites recomendados para cada grupo de máquinas:

As vibrações recomendadas para as máquinas do grupo 1 tem limite de valores de vibração relativa e vibração absoluta igual para todos os mancais conforme apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Zonas limites de avaliação recomendadas para máquinas do grupo 1. (Fonte: ISO 10816 (2000))

LOCAL DE MEDIÇÃO 1,2,3 e 4		
LIMITE DA ZONA	DESLOCAMENTO PICO A PICO (μm)	RMS VELOCIDADE (mm/s)
A/B	30	1,6
B/C	50	2,5
C/D	80	4
<p>Nota: Os níveis de vibração das máquinas Pelton, de 2 jatos são fortemente influenciados pela orientação do vetor de força estável resultante e pelo jato operacional (inferior ou superior) sob condições de carga parcial.</p>		

Na Tabela 2, não existe definido na norma limites para deslocamento pelo fato das vibrações em máquinas bulbo com frequências muito baixas e geralmente altas amplitudes de deslocamento podem ser transmitidas aos mancais do equipamento, mascarando os valores deslocamento. Contudo, os valores de limite de vibração absoluta para esse grupo de máquinas são tem uma maior tolerância quando comparado aos demais grupos.

Tabela 2 - Zonas limites de avaliação recomendadas para máquinas do grupo 2. (Fonte: ISO 10816 (2000))

LOCAL DE MEDIÇÃO 1 e 2	
LIMITE DA ZONA	RMS VELOCIDADE (mm/s)
A/B	2,5
B/C	4
C/D	6,4
<p>Nota: Os valores de deslocamento não podem ser fornecidos atualmente para este grupo de máquinas, pois as vibrações do bulbo com frequências muito baixas e altas amplitudes de deslocamento são frequentemente transmitidas aos mancais da máquina. Isso pode mascarar, nessas partes, todos os valores de deslocamento de vibração que se originam da própria máquina. Os valores recomendados de limite de zona não são aplicáveis para a avaliação das amplitudes de vibração da bulbo.</p>	

Os grupos 3 e 4, representados pelas Tabelas 3 e 4 diferem entre si apenas pela forma de fixação dos mancais, onde no grupo 3 todos eles são fixados na fundação, garantindo então uma maior rigidez e no grupo 4, os mancais de guia superior estão fixados na carcaça de sustentação do estator, logo conforme mostrado na Tabela 4, o ponto de medição 1 permite uma maior tolerância.

Tabela 3 - Zonas limites de avaliação recomendadas para máquinas do grupo 3. (Fonte: ISO 10816 (2000))

EM TODOS OS MANCAIS		
LIMITE DA ZONA	DESLOCAMENTO PICO A PICO (μm)	RMS VELOCIDADE (mm/s)
A/B	30	1,6
B/C	50	2,5
C/D	80	4

Tabela 4 - Zonas limites de avaliação recomendadas para máquinas do grupo 4. (Fonte: ISO 10816 (2000))

LIMITE DA ZONA	LOCAL DE MEDIÇÃO 1		EM TODOS OS OUTROS MANCAIS	
	DESLOCAMENTO PICO A PICO (μm)	RMS VELOCIDADE (mm/s)	DESLOCAMENTO PICO A PICO (μm)	RMS VELOCIDADE (mm/s)
A/B	65	2,5	30	1,6
B/C	100	4	50	2,5
C/D	160	6,4	80	4

NOTA 1: Se uma máquina tiver um mancal gerador inferior sem reforço contra a fundação, a vibração deve ser avaliada de acordo com a localização de medição 1.

NOTA 2: Máquinas do tipo "Umbrella" pertencem a este grupo, os limites da zona de avaliação são os dos mancais principais.

3. METODOLOGIA

Dentre as principais falhas apresentadas na seção 2.3, esse trabalho tem como principal foco apresentar os defeitos de origem mecânica, dentre eles os problemas voltados ao desbalanceamento de máquinas defeito este encontrado na UG – Unidade Geradora. Para maior clareza, apresenta-se também as principais características da Unidade Geradora em estudo, a configuração utilizada para instalação dos instrumentos, bem como os procedimentos de análise e verificação dos defeitos. Detalha-se também o procedimento de balanceamento utilizado para correção do defeito encontrado e por fim o método utilizado para simulação de defeitos no SDAV.

O fluxograma apresentado na Figura 31 demonstra cada fase da metodologia desenvolvida, auxiliando o entendimento da sequência lógica das atividades realizadas.

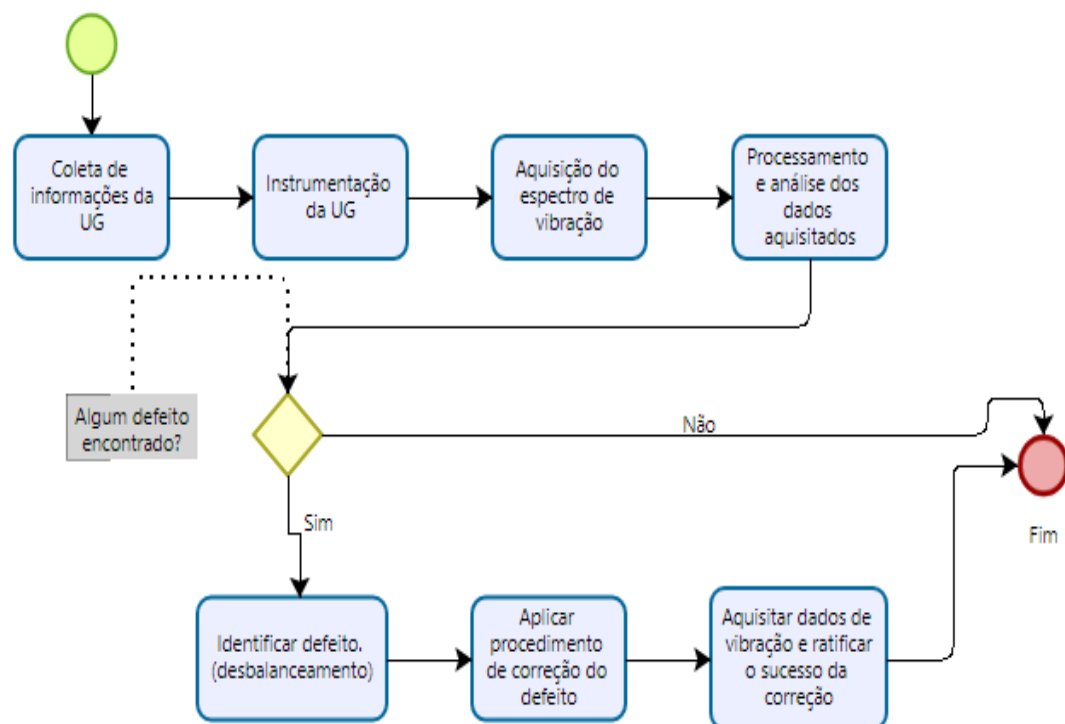


Figura 31 - Fluxograma da metodologia empregada.

3.1 Característica da Unidade Geradora

O estudo para ratificar e validar os conceitos teóricos apresentados na revisão bibliográfica no capítulo anterior foi realizado em uma Hidrelétrica com hidrogerador dispondo das características descritas conforme na Tabela 5.

Tabela 5 - Características do hidrogerador em estudo. (Fonte: Própria)

Dados da Unidade Geradora	
Tipo de turbina	Francis
Vazão nominal	28 m ³ /s
Rendimento turbina	88%
Potência Nominal	85.000 kVA
Corrente Nominal	3556 A
Queda máxima	310 m
Rotação nominal	450 rpm
Número de polo	16
Número de pás do pré distribuidor	20
Número de pás da turbina	15

Ao se tratar de análise de vibrações, as principais informações a se ter no momento da interpretação são: rotação da máquina, número de pás da turbina e número de palhetas do distribuidor. Na Figura 32, é apresentado um desenho esquemático da Unidade Geradora. Trata-se de uma máquina com turbina Francis dispendo de mancal de escora acima do gerador com a função de suportar esforços axiais, mais 3 mancais com função de suportar esforços radiais, são eles: mancal de guia superior, mancal de guia inferior e mancal de guias de turbina.

Uma particularidade a ser destacada desta planta é que o reservatório de montante tem uma variação mínima, pois ele é oriundo de uma transposição, ou seja, toda água que nele existe é bombeada, logo o mesmo é controlado para trabalhar entre a cota 396 a 399.

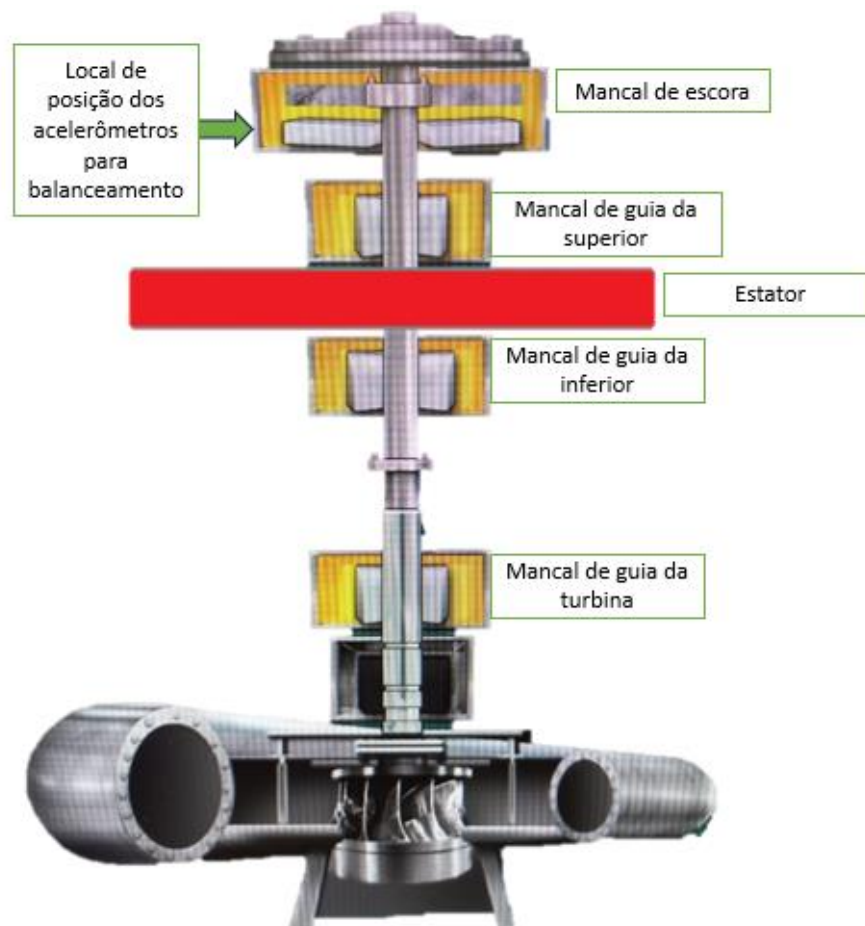


Figura 32. Esquemático da Unidade Geradora em estudo. (Fonte: Própria)

3.2 Instrumentação da Unidade Geradora

Sabe-se que a vibração em hidrogeradores é um dos principais parâmetros que deve ser monitorado para garantir o funcionamento seguro e eficiente da UG e existem locais específicos onde a vibração é monitorada. Destaca-se que a máquina utilizada nesse estudo passou recentemente por uma reforma, incluindo uma grande intervenção no rotor do gerador, com reisolação e redistribuição dos polos no anel magnético.

Devido a condição do equipamento ser analisado, a instrumentação foi realizada no suporte rígido próximo ao mancal de escora conforme Figura 33 e Figura 34, pois o foco era monitorar um possível problema de desbalanceamento. Logo, os acelerômetros em um primeiro momento foram instalados na posição radial, um em montante e outro a direita. Desta forma é possível avaliar qualquer defeito que gere esforços radiais, como por exemplo: folgas, desalinhamento paralelo, balanceamento, alguns defeitos elétricos entre outros.



Figura 33- Acelerômetro montado radialmente em estrutura rígida próxima ao mancal de escora, posição de montante (Fonte: própria).



Figura 34- Acelerômetro montado radialmente em estrutura rígida próxima ao mancal de escora, posição direita (Fonte: própria).

Após essa primeira etapa onde os acelerômetros foram posicionados radialmente para realizar a aquisição do espectro de frequência, foi permutado a posição para axial ao eixo na mesma estrutura fixa, conforme Figura 35. Essa nova condição se faz necessária para avaliar outros tipos de possíveis problemas, como por exemplo um desalinhamento angular que gera uma harmônica na frequência de rotação da máquina.



Figura 35 - Acelerômetro montado axialmente em estrutura rígida próxima ao mancal de escora, posição montante (Fonte: própria).

3.3 Materiais utilizados

O cabo que interliga o acelerômetro ao equipamento de aquisição deve ser posicionado de modo que não tenha contato com as partes girantes da máquina, referência fixado com fita hellermann e ainda evitar nós e dobras no mesmo para mitigar a incidência de ruídos durante o ensaio. O cabo apresentado na Figura 36, utilizado no estudo em questão apresenta as seguintes características:

- Tipo de Blindagem: Trança de cobre com fio dreno
- Capa externa: Poliuretano
- Temperatura Máxima: 121°
- Diâmetro do Cabo: 6mm



Figura 36 - Cabo de interligação (Fonte: própria).

O acelerômetro foi acoplado a uma base magnética universal com garra com a face que faz contato com a estrutura em ângulo conforme Figura 37, facilitando assim sua correta fixação na estrutura e garantindo a reposta do sinal. É fundamental no momento da instalação a verificação quanto a sua adesão na estrutura e garantir que não tenha liberdade de movimentação.



Figura 37- Base magnética para acelerômetro (Fonte: própria).

O acelerômetro utilizado no ensaio da Hansford Sensors apresentado na Figura 38, tem como principais características:

- Resposta de frequência: 2Hz (120cpm) a 10 kHz (600kcpm) +- 5%;
- Sensibilidade: 100mV/g;
- Material: Aço inox;
- Temperatura operacional: -55° a 140°;
- Sensibilidade transversal: menos que 5%;



Figura 38 - Acelerômetro acoplado a base magnética (Fonte: própria).

O conversor analógico/digital disponível para o acompanhamento da vibração da Unidade Geradora faz parte do conjunto do sistema de análise de vibrações da TEKNIKAO, Figura 39. O mesmo é composto por 2 canais de coleta dos sinais de vibração e uma saída para sensor de fase e rotação, conforme Figura 40.



Figura 39- Conversor analógico/digital (Fonte: própria).



Figura 40- Número de canais do sistema de aquisição (Fonte: própria).

O sensor de fase óptico é utilizado para medir a rotação da máquina de forma precisa. Ele é capaz de detectar mudanças no feixe de luz refletida pela superfície rotativa, convertendo essa variação em dados de rotação, produto apresentado na Figura 41.



Figura 41 – Sensor de fase. (Fonte: própria)

Para finalizar o conjunto do sistema digital de análise de vibrações portátil da Teknikao apresenta-se a tela inicial do software. Por meio dessa tela realiza-se o processamento dos sinais coletados, conforme apresentado na Figura 42. Nela é possível fazer também as configurações necessárias para coleta de dados, além de gerar os gráficos para análise e interpretação.

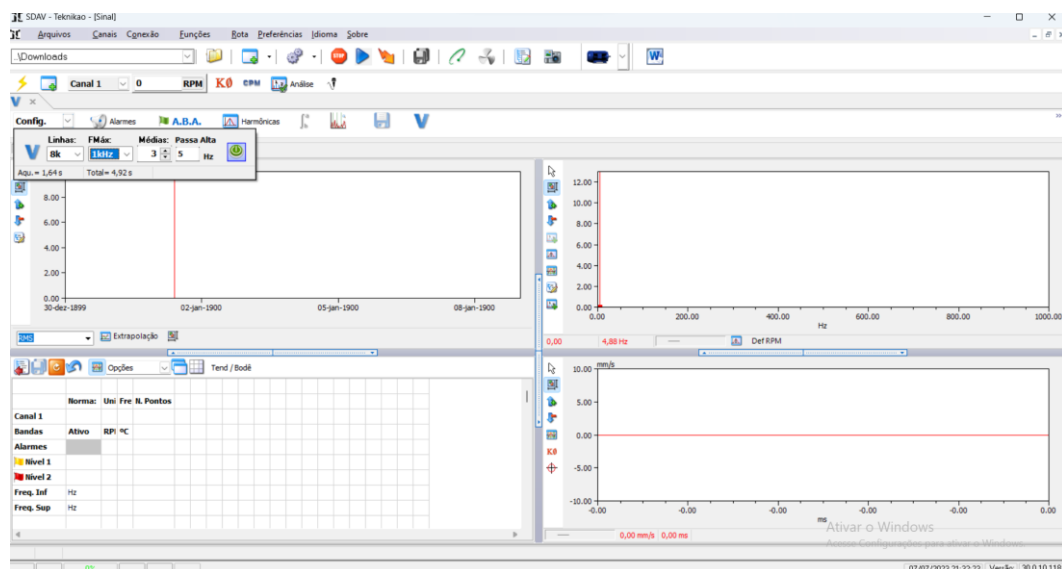


Figura 42 - Tela inicial software da Teknikao (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).

Na Figura 43, está apresentada a configuração utilizada para coleta dos dados para o ensaio e acompanhamento da vibração do hidrogerador em análise. Nota-se que é fundamental utilizar uma quantidade satisfatória de médias, para gerar um sinal capaz de

retratar de forma confiável a real condição da UG. É interessante também a utilização de um filtro passa alta, desprezando então ruídos abaixo de 3Hz. Esse filtro passa alta de 3 Hz foi definido uma vez que a UG trabalha a uma rotação de 7,5Hz, possibilitando com isso a identificação de sub harmônicas, exemplo rodopio de óleo, que é identificada a 0,48X a rotação da UG.

Por fim, inicialmente como a zona de interesse é observar possíveis problemas elétricos e mecânicos, então a faixa de frequência aquisitada será de até 1 KHz, visto que defeitos desta natureza são identificados nesta faixa de frequência. Amplitude do sinal coletado será em velocidade, por apresentar um melhor resultado na visualização do espectro de vibração, principalmente no que refere-se a defeitos mecânicos.

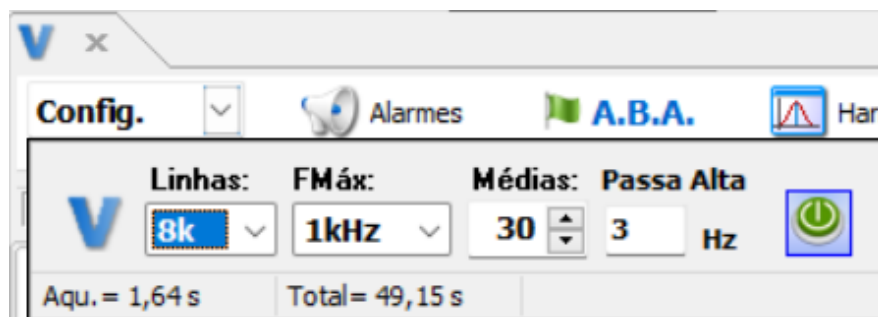


Figura 43 - Configuração utilizada para aquisitar os dados (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).

3.4 Processamento e análise dos dados coletados

Após a instrumentação da UG, foi coletado os dados através do software SDAV e de posse de todas as informações necessárias para interpretação e análise, inicia-se nessa etapa o tratamento dos resultados obtidos. O importante nesse momento é correlacionar as informações de vibração obtidas, com as possíveis falhas já conhecidas na literatura, abordadas no capítulo de revisão bibliográfica. Essa etapa visa estabelecer relações causais entre padrões de vibração e as falhas.

Com a identificação do defeito através do espectro de frequência obtido e a correlação com padrões já conhecidos, é avaliado através das normas a severidade desta vibração em RMS (mm/s). Caso seja verificado que a máquina se encontra dentro da classificação zona C ou zona D, a recomendação é de realizar a intervenção e reparo, garantindo então que a UG opere prioritariamente com os padrões de vibrações dentro da zona A, ou seja, a melhor condição para o equipamento.

3.5 Procedimento de Balanceamento

Para realização do balanceamento da máquina também foi utilizado o sistema digital de análise de vibrações portátil da Teknikao, a seguir os passos que foram utilizados:

Primeiro passo: inicialmente deve-se definir em quantos planos serão feitas a fixação dos pesos para balanceamento. Na ocasião ficou definido que a fixação dos elementos para balanceamento seria feito somente na parte superior do rotor do gerador devido a facilidade de o acesso dos colaboradores, ou seja, em um plano. É necessário também inserir dados como o peso do rotor e RPM de trabalho do equipamento a ser balanceado, conforme Figura 44.

Figura 44 - Dados a serem inseridos para balanceamento do equipamento (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).

Segundo passo: Para melhor representatividade da real condição do equipamento recomenda-se selecionar pelo menos 20 médias de leitura, conforme Figura 45. Com essa configuração estará garantido inúmeras leituras e ao final indicará uma média de amplitude e fase. Feito essas configurações iniciais, já é possível iniciar a leitura da máquina em rotação nominal.

Figura 45 - Configuração do número de médias. (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).

Finalizada a primeira leitura, será apresentado na tela do software no campo “Vetor Plano 1”, conforme Figura 46 a amplitude em mm/s causada pelo desbalanceamento e a fase representa o ponto dessa amplitude em relação a referência inicial, neste caso o sensor de fase foi considerado o ponto 0°.

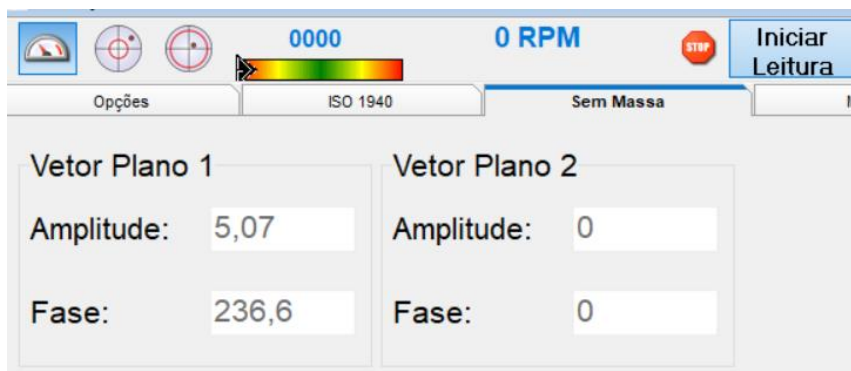


Figura 46 - Primeira leitura para definição de massa correção. (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).

Terceiro passo: Após a medida sem massa, é acrescentado uma massa de teste no plano 1 conforme Figura 47, neste caso o peso tentativa utilizado foi de 6,5 kg. Deve ser preenchido também informações como:

- Raio: representa a distância do centro do rotor ao ponto de fixação da massa.
- Divisões: correspondente ao número de divisões existentes no rotor, neste caso são 16 polos e 16 pontos passíveis para fixação de massa.

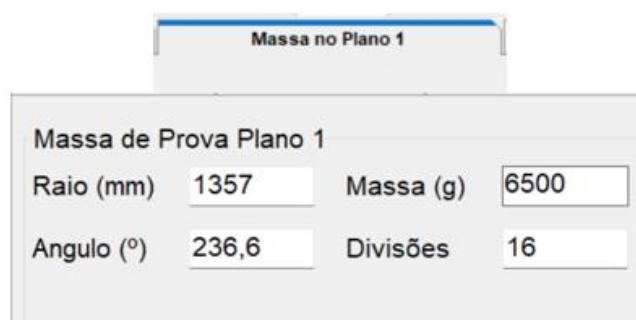


Figura 47 - Informações do equipamento a ser balanceado. (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).

Quarto passo: Preenchido todas essas informações e fixado a massa teste, nesta máquina em questão fixado no ventilador superior conforme Figura 48, acima do rotor do gerador. Inicia-se uma nova leitura, e de acordo com manual SDAV (2016), o peso dessa massa fixada e o ângulo devem ser capaz de interferir no vetor do desbalanceamento de forma que mude a amplitude e/ou ângulo de fase em pelo menos 20%.



Figura 48 - Peso de balanceamento instalado no rotor gerador. (Fonte: própria)

Quinto passo: Com a nova leitura será indicado na tela “Vectometros” a massa a ser adicionada e o respectivo ângulo para a correção do desbalanceamento, de acordo com Figura 49. Repetir o procedimento descrito acima até que os valores obtidos no espectro de vibração estejam dentro dos parâmetros estipulados por norma.



Figura 49- Indicação de correção apresentado na tela "vectometro", imagem ilustrativa (Fonte: SDAV TEKNIKAO, 2017).

3.6 Simulação Numérica

O objetivo desta etapa é realizar simulações numéricas por meio do software SDAV da TEKNIKAO, seguidas de edições para representar defeitos encontrados em unidades geradoras e equipamentos rotativos. Esta abordagem é adotada devido à inviabilidade de simular todos os possíveis defeitos em uma Unidade Geradora de grande porte. Será utilizado o software SDAV da TEKNIKAO para a obtenção e manipulação das simulações numéricas. Essas simulações serão posteriormente editadas para refletir diversos defeitos que podem ser encontrados em unidades geradoras e equipamentos rotativos.

Durante o ensaio real, foi identificado apenas o defeito de desbalanceamento. No entanto, dada a complexidade e diversidade de defeitos possíveis, as simulações subsequentes abrangerão uma gama mais ampla de problemas identificáveis no espectro de frequência de vibração. As simulações elaboradas visam proporcionar uma representação visual dos defeitos no espectro de frequência de vibração. Este método permitirá a observação e análise de como diferentes defeitos podem se manifestar nesse domínio.

Além disso, serão discutidas as principais causas que podem gerar os defeitos simulados em unidades geradoras e equipamentos rotativos. Isso contribuirá para uma compreensão mais abrangente dos fenômenos envolvidos. Por fim, serão apresentadas as principais intervenções recomendadas para corrigir os defeitos simulados. Isso visa fornecer insights práticos sobre as ações necessárias para mitigar ou eliminar as anomalias identificadas.

Etapa 1, com o software da SDAV aberto, selecionar a aba “conexão” e abrir a função de máquina virtual, conforme Figura 50.

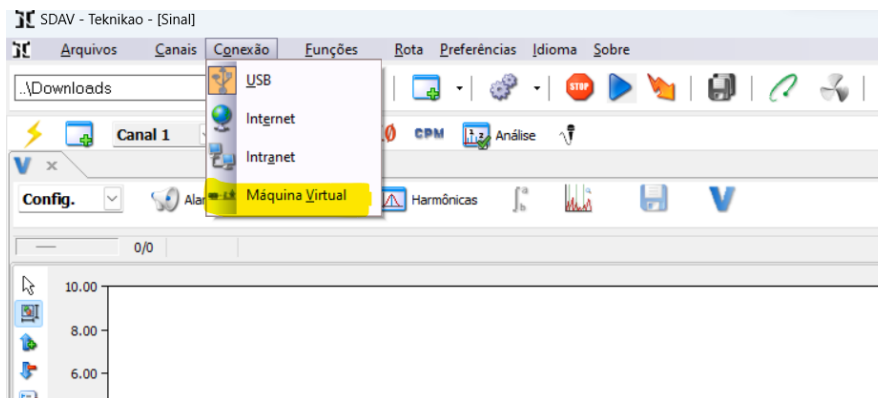


Figura 50 - Caminho para seleção de "máquina virtual".

Etapa 2, com a etapa anterior realizada, posicionar os acelerômetros virtuais na máquina, selecionar o defeito a ser simulado pelo software e somente então clicar na seta em laranja para adquirir o sinal de vibração da máquina virtual conforme Figura 51.

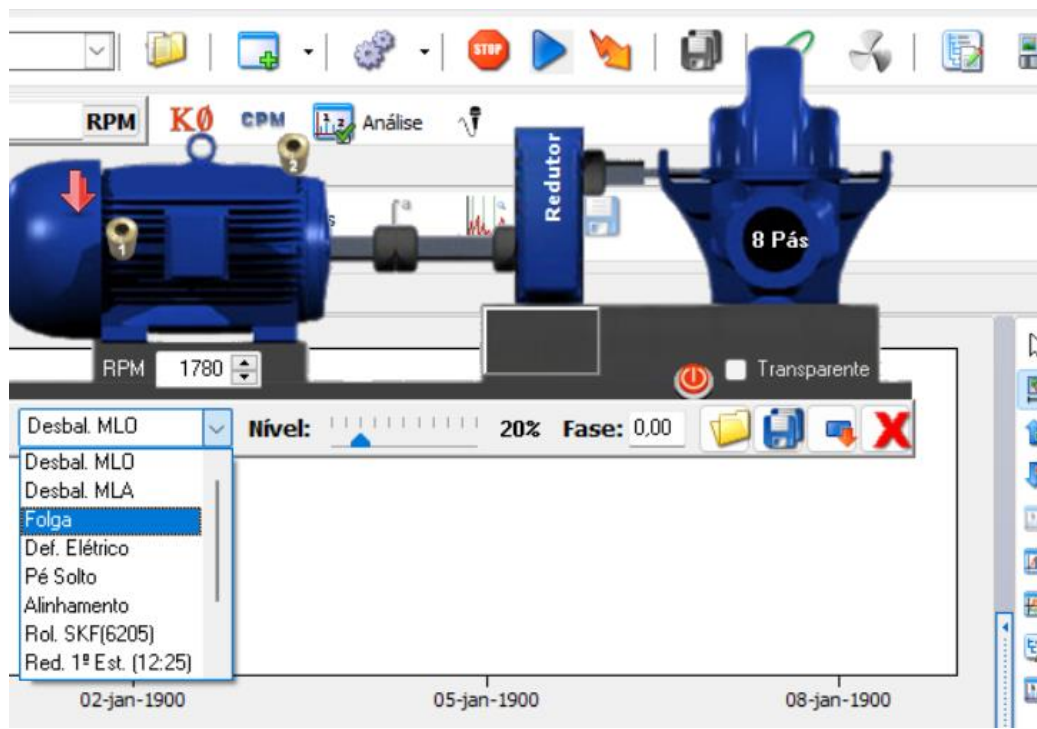


Figura 51 - Máquina Virtual para simulação de defeitos.

4. RESULTADOS

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Será exibido neste item os resultados de vibração absoluta obtido da máquina em estudo. É feito também a correlação das informações obtidas através da análise do espectro de frequência com possíveis defeitos. Conforme já comentado, os maiores problemas estão correlacionados a falhas por desbalanceamento de máquina.

4.1.1 Resultados com a Máquina Desbalanceada

Apresenta-se, inicialmente, os resultados obtidos com a máquina desbalanceada. Com o equipamento em giro mecânico e rotação nominal (450rpm), foi possível observar, conforme Figura 52 - , um primeiro pico de vibração de amplitude 5,07 mm/s na rotação da máquina 7,5 Hz e sequencialmente dois harmônicos, sendo esses em 15 Hz (0,62 mm/s) e 22,5 Hz (0,5 mm/s) indicando um severo desbalanceamento do equipamento. Para aquisição desse sinal, fixou-se o acelerômetro na posição do lado direito sentido fluxo da máquina.

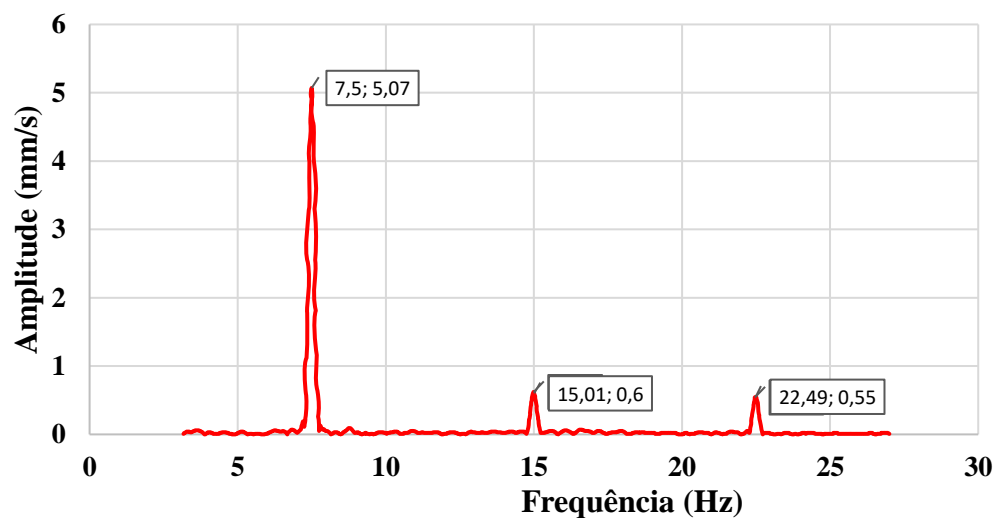


Figura 52 - Gráfico do espectro de vibração lado direito posição mancal de escora direção radial (Fonte: Própria)

Este desbalanceamento já era esperado uma vez que a máquina retornava de uma reforma. Durante essa reforma o contrapeso que balanceava a Unidade Geradora foi removido, pois todos os polos foram reisolados e redistribuídos no anel magnético (suporte de montagem dos polos). Sendo assim, uma vez que a condição inicial do rotor gerador já não era a mesma, existia-se essa suspeita de desbalanceamento, que foi

ratificada ao analisar o espectro de frequência de vibração. Com isso, foi possível correlacionar em campo de forma precisa um defeito físico do equipamento com padrões já conhecidos.

Na Figura 53, é indicada a leitura do acelerômetro posicionado à montante da máquina, ou seja, defasado em 90° do acelerômetro posicionado a direita. Nela também é possível verificar um primeiro pico de amplitude na rotação da máquina e o reflexo de mais 2 harmônicas 2X e 3X a rotação da máquina, no entanto, com uma amplitude menor. Como não houve alternância de amplitude entre os acelerômetros da direita e de montante pode-se afirmar que o ângulo de fase não estava mudando, corroborando com indicação de um possível desbalanceamento causado por massa. A amplitude no espectro de frequência em velocidade dos três primeiros picos são respectivamente são: 1,56 mm/s, 0,53 mm/s e 0,15 mm/s.

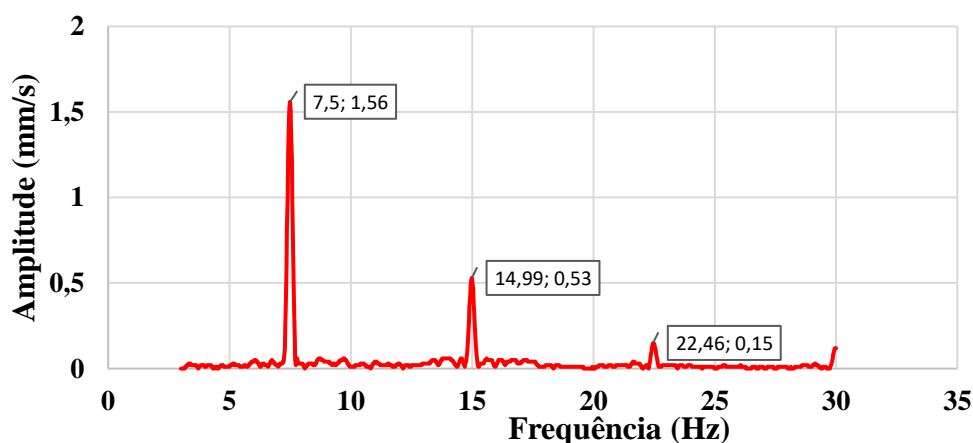


Figura 53- gráfico do espectro de vibração lado montante posição mancal de escora direção radial (Fonte: Própria)

4.1.2 Resultados após Balanceamento

O procedimento de balanceamento é um processo utilizado para reduzir vibrações indesejadas, em geral em equipamentos giratórios, identificando as áreas desequilibradas e melhor ponto de aplicação de contrapesos para ajustar o desbalanceamento. O objetivo principal desta prática é minimizar a vibração e seus efeitos indesejados, melhorando então a eficiência operacional, reduzindo o desgaste e risco de danos a equipamentos, além do aumento da vida útil.

Com a identificação do problema através da utilização da análise do espectro de vibrações e correlacionando com a norma ISO 10816, especificamente Tabela 4

mencionada no capítulo anterior, foi verificado a necessidade de realizar uma intervenção no equipamento a fim de garantir seu perfeito funcionamento. Conforme observado o equipamento apresentou uma amplitude de 5,07 mm/s, onde para a Unidade Geradora em questão estar operando em uma faixa aceitável deveria ter um valor de no máximo 2,5 mm/s, conforme Tabela 4. Logo, para valores acima do limite da zona B, ou seja, zona C e zona D, existe uma recomendação de realizar uma intervenção para correção.

4.1.3 Balanceamento da Unidade Geradora

Para a correção do desbalanceamento inicial da UG foi necessário realizar quatro intervenções até obter valores compatíveis com os limites recomendados pela norma ISO 10816, conforme mostrado na Tabela 6. A quantidade de massa necessária adicionada no rotor para obtenção do balanceamento foi de 27,6 kg, garantindo o perfeito funcionamento da máquina em giro mecânico e em carga, com a manutenção da amplitude de vibração dentro do limite da Zona A, ou seja, até 1,6 mm/s.

Vale ressaltar que na primeira leitura o software utilizado já indicava uma massa para correção do desbalanceamento próximo de 30 kg, contudo visando ser mais conservador e garantindo a integridade da UG, essa massa foi sendo adicionada aos poucos. Essa metodologia de adicionar a massa de balanceamento aos poucos é realizada pois em caso de erro de interpretação do software ou erro na posição de fixação da massa não seja agravado de forma expressiva o desbalanceamento, de modo que gere risco a integridade da UG.

Tabela 6 - Tabela de tentativas, massa utilizada e posição de fixação. (Fonte: Própria)

Ponto de fixação do acelerômetro Mancal de escora			
Tentativa	Amplitude (mm/s)	Massa acrescentada (kg)	Posição de fixação da massa (°)
1	5,07	6,5	236,5
2	4,10	5,7	236,5
3	3,57	6,4	202,5
4	2,69	9,0	203,0
Final	1,48	0,0	
Total de massa inserida		27,6	

Na Figura 54 é demonstrado a evolução do balanceamento, onde foi sendo adicionado mais massa ao longo das tentativas, conforme indicação do software respectivamente: 6,5 Kg, 5,7 Kg, 6,4Kg e 9,0 Kg.

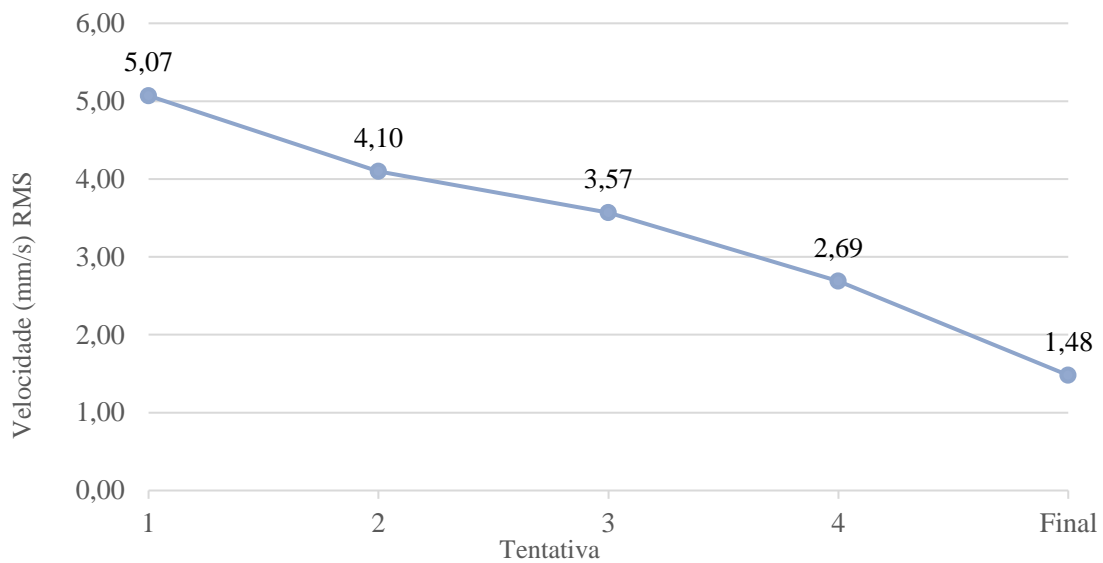


Figura 54 - Evolução do balanceamento. (Fonte: própria)

Após finalização do balanceamento foi realizado uma nova coleta de dados com o propósito de ratificar que a intervenção de reparo da máquina foi suficiente para a correção do desbalanceamento. Ressalta-se que o desbalanceamento sempre vai existir, contudo deve estar dentro de padrões aceitáveis para que não venha causar danos a médio e longo prazo no equipamento.

A Figura 55 exibe o resultado do balanceamento realizado, com significativa redução das amplitudes na frequência de rotação da Unidade Geradora e nas harmônicas 2X e 3X a rotação da máquina. Ao consultar a ISO 10.816 aqui citada, pode-se concluir que a máquina encontra-se classificada dentro do limite da zona A, onde define uma tolerância de até 1,6 mm/s para essa faixa.

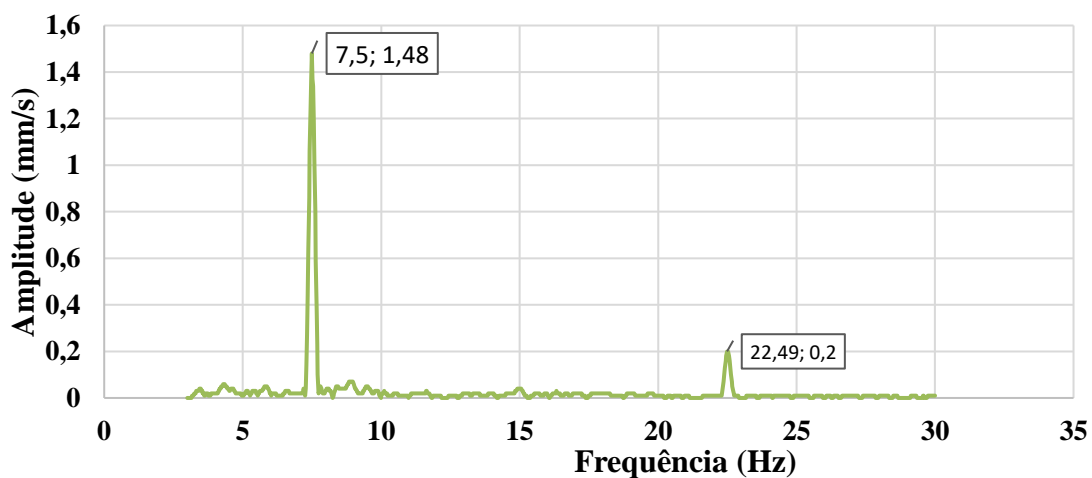


Figura 55 - Gráfico do espectro de vibração lado direito posição mancal de escora após correção do desbalanceamento na direção radial. (Fonte: própria)

Ocorreu também uma melhora significativa analisando o espectro de vibração coletados do acelerômetro posicionado montante da máquina, reduzindo a amplitude na frequência de rotação da máquina de 1,56 mm/s para 1,07 mm/s conforme mostrado na Figura 56, ratificando o sucesso do balanceamento.

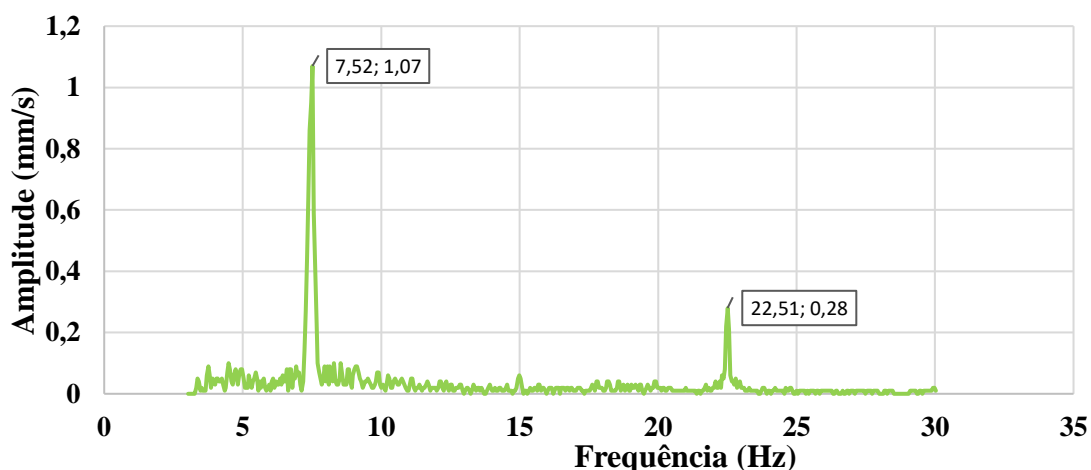


Figura 56 - gráfico do espectro de vibração lado de montante posição mancal de escora após correção do desbalanceamento na direção radial. (Fonte: própria)

Para comparar os níveis de amplitude causado pelo desbalanceamento de massa, a Figura 57 retrata os dois cenários, a condição inicial da UG com severo desbalanceamento e após o balanceamento da máquina. Nota-se uma significativa redução da amplitude da vibração absoluta.

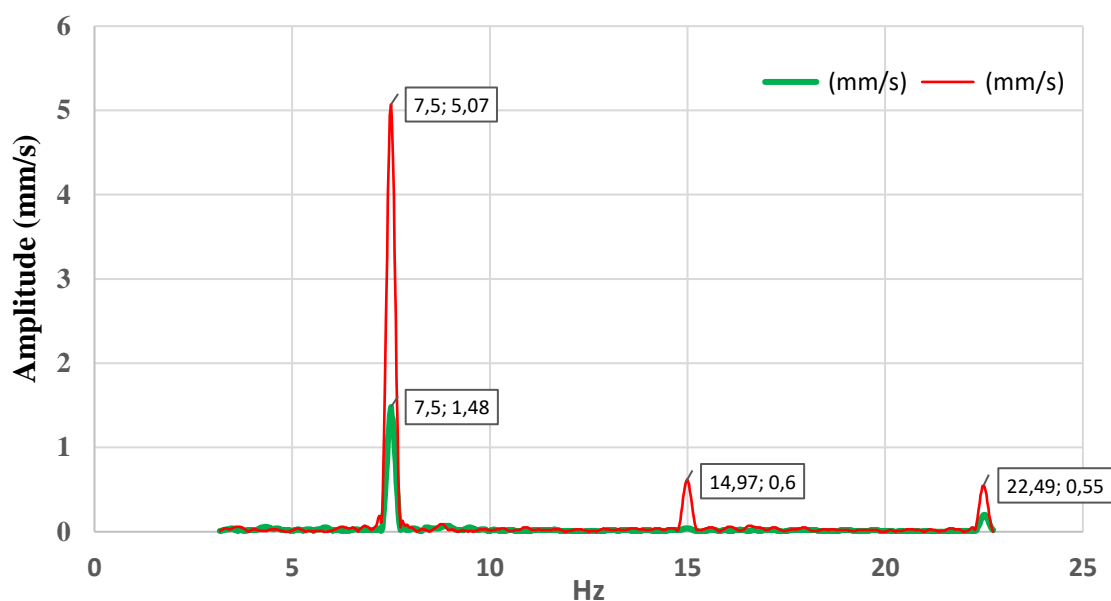


Figura 57 - Sobreposição das leituras do espectro de vibração antes e após a correção do desbalanceamento posição mancal de escora lado direito na direção radial. (Fonte: própria)

Por fim, realizado o balanceamento e conferência da vibração oriunda de esforços radiais, foi verificado também com a mudança no posicionamento do acelerômetro, onde foi instalado no mesmo suporte, porém no sentido axial do eixo. Conforme apresentado na Figura 58 é possível notar que não existe nenhuma amplitude que cause potenciais danos à máquina.

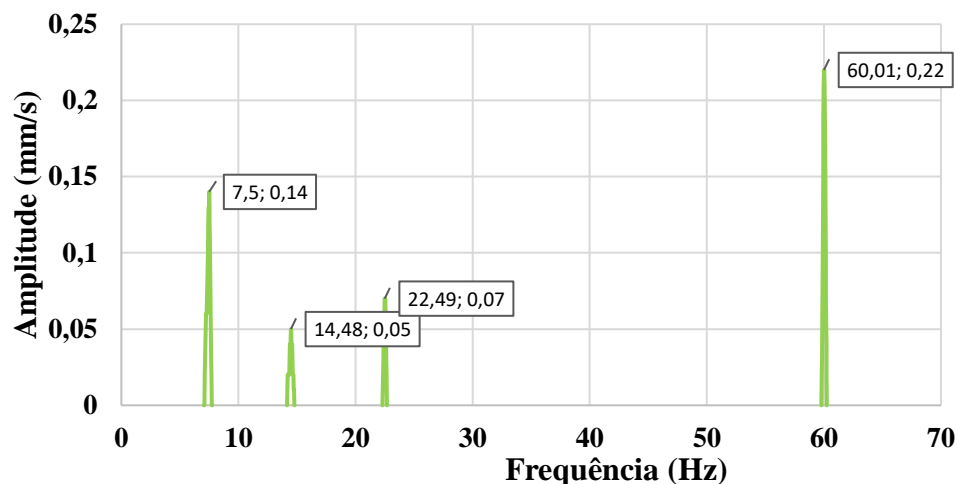


Figura 58 – Gráfico do espectro de vibração no mancal de escora na direção axial. (Fonte: própria)

4.2 RESULTADOS NUMÉRICOS

Para enriquecimento do trabalho, apresenta-se nesse item alguns resultados relacionados as simulações numéricas obtidas pelo software SDAV da TEKNIKAO e posteriormente editados para representar alguns defeitos que podem ser encontrados em unidades geradoras e equipamentos rotativos em geral. Este capítulo se faz necessário pelo fato de ser impossível simular todos esses defeitos em uma Unidade Geradora de grande porte.

Cabe reforçar que o defeito de fato encontrado no ensaio, foi somente o desbalanceamento e a partir de agora todos os itens apresentados são simulações de como esses defeitos podem ser visualizados no espectro de frequência de vibração, as principais causas que geram esses defeitos em unidades geradoras e as principais intervenções para corrigir esses defeitos.

4.2.1 Folga

A folga pode acontecer nos planos verticais e horizontais e gerar vibrações que podem ser identificadas no espectro do sinal (FFT). Em alguns casos, a frequência fundamental (1X) é excitada e em outros, mais comum ainda, pode aparecer uma componente da frequência em 1,5X dos múltiplos da rotação do eixo (0.5X. 1.5X. 2. 5X), conforme Figura 59.

As principais causas que gera o problema da folga em hidrogeradores são: desgaste dos mancais de deslizamento, defeito no suporte de fixação dos mancais de deslizamento, afrouxamento de parafusos, falha no ajuste dos pinos de regulagem das sapatas em caso de mancais de segmento.

Uma vez que é identificado a folga do equipamento através do uso da análise da vibração, inicia-se essa etapa de correção, identificando e tratando a causa raiz da folga. No geral, realiza-se a conferência das folgas dos mancais e se constatado uma folga acima do projeto do equipamento recomenda-se a substituição do componente ou ajuste, quando for mancais segmentados, muito comum em hidrogeradores. É verificado também aperto de parafusos de fixação de mancais e suporte dos mancais e necessário reaplicar o torque.

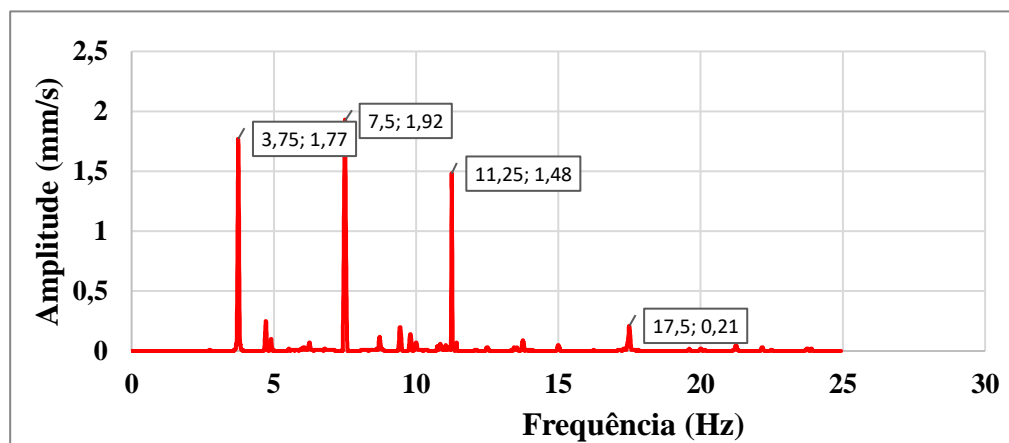


Figura 59- Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com folga. (Fonte: própria)

4.2.2 Problema de natureza elétrica

As vibrações causadas por excitações de natureza elétrica são geralmente resultado de forças magnéticas desequilibradas que agem sobre estator rotor. A frequência de vibração correspondente com as falhas do rotor normalmente se manifesta em uma vez a frequência de rotação do rotor. Já a frequência de vibração relacionado com as falhas no estator corriqueiramente se manifesta radialmente em 2 vezes a frequência da rede, no

Brasil 120 Hz. Analisando também o espectro de frequência, modulações em torno da frequência fundamental da rede, 60 Hz, podem indicar problemas nos sistemas de excitação, exemplos citados ilustrado na Figura 60.

Problemas de vibração em hidrogeradores causado por defeitos elétricos merecem uma atenção especial devido ao alto custo dos equipamentos em questão, rotor e estator, visto que desses componentes podem acarretar grandes prejuízos e um longo período de parada de máquina.

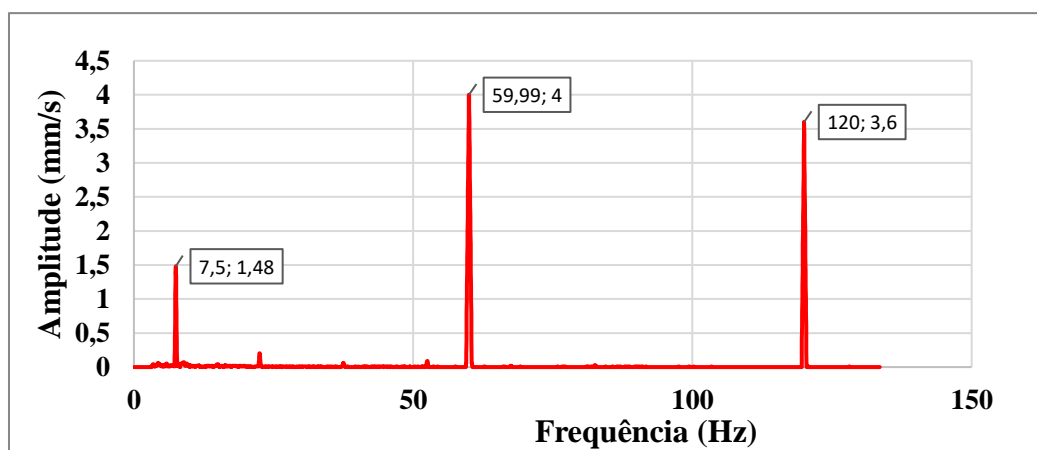


Figura 60 - Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com problemas de natureza elétrica direção radial. (Fonte: própria)

4.2.3 Desalinhamento paralelo e desalinhamento angular

O desalinhamento é uma das principais causas de vibração em hidrogeradores na direção radial e axial. O desalinhamento paralelo, ocorre quando dois componentes estão excêntricos, ou seja, a linha de centro desses componentes não está coincidindo. Pode ocorrer entre acoplamento de turbina eixo, entre acoplamento de eixo intermediário e eixo de gerador e em máquinas com excitatriz rotativa.

Conforme mostrado na Figura 61, o desalinhamento paralelo pode ser que identificado no espectro de vibração quando temos o aparecimento de uma amplitude na frequência 2X da rotação nominal da máquina, maior que a amplitude 1X e 3X da rotação na direção radial. Para confirmação da existência do desalinhamento paralelo em hidrogeradores é feito através de instrumentos como: laser tracker, dispositivo provido de pêndulo fio de aço para a conferência das faces (pontos usinados) dos eixos através de um micrômetro, relógios comparadores entre outros métodos.

A correção do desalinhamento paralelo envolve muitas das vezes o reposicionamento desses componentes, necessitando às vezes de realizar uma repinagem

das peças de modo garantir que as linhas de centro fiquem coincidentes.

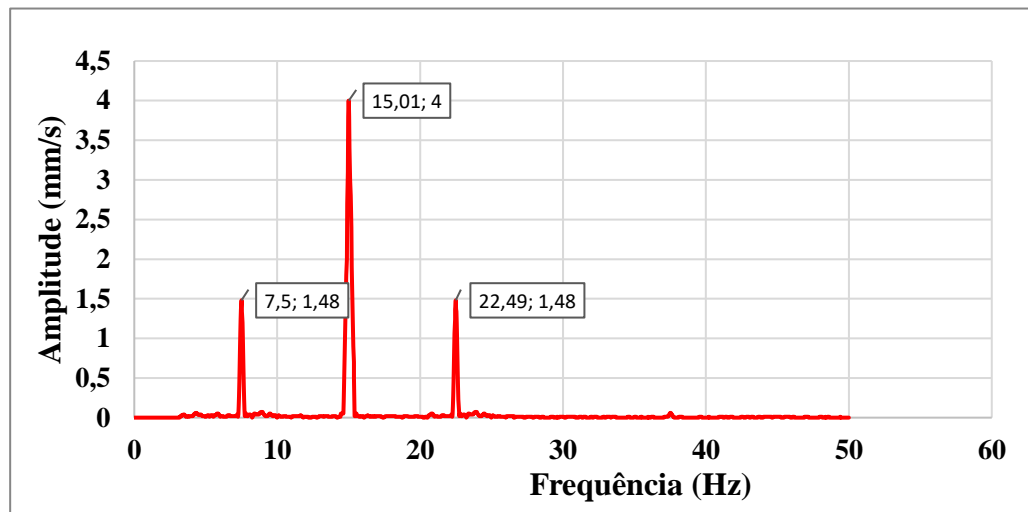


Figura 61 - Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com problema de desalinhamento paralelo, direção radial. (Fonte: própria)

Já no desalinhamento angular, apresentado na Figura 62, a sua verificação consiste com o posicionamento do acelerômetro na direção axial ao eixo. Quando da existência deste defeito será verificado no espectro de vibração uma amplitude em 1X da frequência de rotação nominal da máquina, podendo ainda tem casos mais graves aparecer harmônicas em 2X e 3X a rotação do equipamento.

Na grande maioria das vezes este defeito ocorre devido a problemas na face de acoplamento entre eixo-turbina, eixo intermediário e eixo do gerador. Para verificação desse defeito também pode ser feito através de dispositivo provido de pêndulo fio de aço para a conferência das faces (pontos usinados) dos eixos através de um micrômetro e/ou relógios comparadores, proximetros entre outros. Para a correção da face de contato entre os acoplamentos é como a utilização de calço ou rasquetiamento da face do eixo, corrigindo assim o desalinhamento.

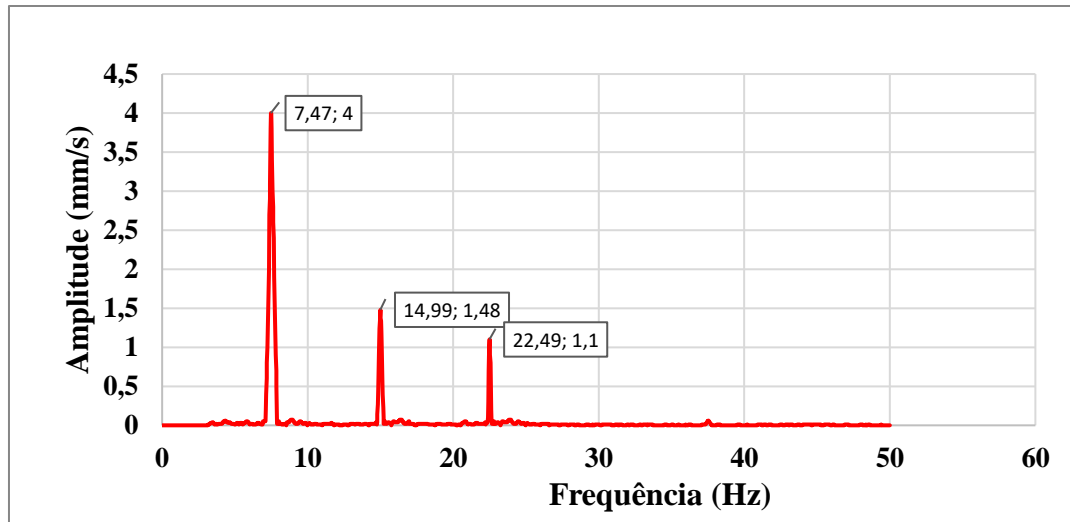


Figura 62 - Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com problema de desalinhamento angular, direção axial. (Fonte: própria)

4.2.4 Rodopio de Óleo

O rodopio de óleo é mais comum de acontecer em máquinas com mancal de deslizamento que trabalham em regime de lubrificação de óleo forçada com o eixo na posição na horizontal. Contudo, máquinas verticais com mancais de deslizamento com lubrificação forçada podem vir a sofrer com este problema, e o resultado disso no espectro de vibração é demonstrado na Figura 63, onde observa-se um elevado pico de amplitude na frequência de $0,48X$ a rotação da máquina.

Para correção desse problema é necessário fazer uma investigação do que está causando este fenômeno, por exemplo: excentricidade da linha de eixo, excentricidade dos mancais e lubrificação deficiente. Uma vez identificado a origem do problema, recomenda-se realizar uma intervenção a fim de solucionar e garantir o bom funcionamento do equipamento.

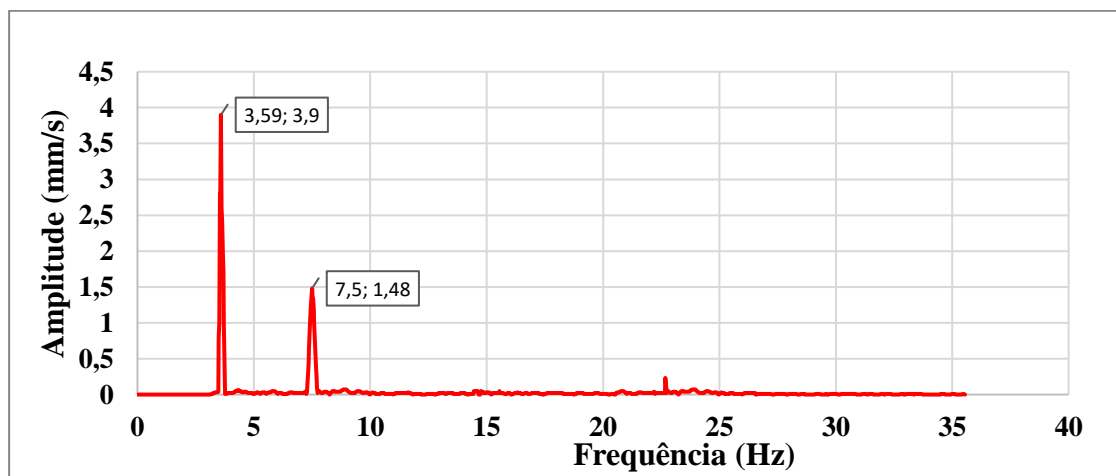


Figura 63 - Simulação de gráfico característico do espectro de vibração em equipamento com problema de desalinhamento rodopio de óleo. (Fonte: própria)

5. CONCLUSÃO

Em síntese, este estudo ressalta a crucial importância do monitoramento de vibração na garantia da operação segura de Unidades Geradoras, destacando seu papel fundamental no âmbito da manutenção preventiva ao proporcionar informações essenciais aos responsáveis pelas usinas, possibilita-se a detecção antecipada de falhas graves, contribuindo de maneira significativa para o desempenho eficiente das Unidades Geradoras

Buscou-se detalhar as características dos sensores utilizados e a instrumentação necessária para aquisição do espectro de vibração, de modo a buscar a consolidação dessas informações geradas com o objetivo correlacionar com falhas que ocorrem nas UG.

Com os estudos realizados na máquina e com a instrumentação utilizada através do SDAV, verificou-se que a falha ocorrida por desbalanceamento foi a mais significativa, extrapolando os padrões normativos recomendados. Todavia, após intervenção para balanceamento da Unidade Geradora para a correção da falha, foi obtido valores de vibração absoluta inferior a 1,48mm/s, satisfatório para o bom funcionamento do equipamento. Além do desbalanceamento não foi encontrado nenhum outro defeito passível de se identificar através do espectro de vibração, não sendo possível também de realizar simulações dado as dimensões do equipamento.

Vale destacar que, conceitualmente é de extrema importância entender outros defeitos e as formas de identificação através da análise do espectro de vibração obtido. Dito isso, foi realizado simulações numéricas visando a ilustrar como os principais defeitos se refletiriam no espectro de vibração caso existissem. Com base em experiência de campo e em intervenções passadas em UG, foram sinalizados as principais causas e os principais pontos de atuação para a correção desses defeitos em Unidades Geradoras.

Em última análise, este estudo não apenas atingiu seu objetivo ao detalhar as informações extraídas de cada sinal, proporcionando uma descrição minuciosa da condição da Unidade Geradora, mas também se destacou ao identificar e corrigir eficazmente o defeito de desbalanceamento na máquina objeto de estudo. A análise abrangente dos dados de vibração não apenas evidenciou a importância do monitoramento preventivo, mas também demonstrou, na prática, a eficácia da intervenção proposta. Ao alcançar este feito, não só se contribui para a segurança operacional das Unidades

Geradoras, mas também se estabelece um paradigma para futuras pesquisas e práticas na área de monitoramento de vibração, solidificando a relevância deste trabalho no contexto mais amplo da O&M.

Diante das limitações de equipamentos durante os ensaios realizados, disponível na ocasião somente o SDAV, sugere-se para futuros trabalhos um estudo que viabilize a aquisição simultânea de sinais de vibração provenientes de todos os mancais, incluindo mancal de escora, mancal de guia superior, mancal de guia inferior e mancal guia de turbina. Propõe-se, adicionalmente, a coleta concomitante de dados referentes à vibração absoluta e relativa. Essa abordagem mais abrangente não apenas permitirá uma compreensão mais holística das condições operacionais das Unidades Geradoras, mas também enriquecerá a análise de falhas, contribuindo para o refinamento das estratégias de manutenção preventiva

REFERÊNCIAS

- ALENCAR, H.S. **Análise do Comportamento de Turbinas Hidráulicas para operar com rotação variável**. 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 1999.
- ALMEIDA, F. **Diagnóstico automático de falhas em turbinas hidráulicas de pequenas centrais hidroelétricas utilizando técnicas preditivas de manutenção e redes neurais artificiais**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Curso de Engenharia Mecânica, UNESP, São Paulo, 2008.
- ARATO, A. J. **Manutenção preditiva usando análise de vibrações**. 4º Edição. Barueri: Editora Manole Ltda, 2004.
- ARAÚJO, A. C. M. **Comercialização de energia elétrica para os consumidores finais no novomodelo**. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção). Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2001.
- BASAK, D; TIWARI, A. Fault diagnosis and condition monitoring of electrical machines – a review. in: IEEE International Conference on Industrial Technology ICIT 2006, Mumbai, 2006.
- BEN – BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL. 2022. “Relatório síntese 2022: Ano base 2021”. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2023>>. Acesso em 01-10-2023
- BRENNEN, C. E., Cavitation and Bubble Dynamics. Oxford University Press, 1995.
- BRÜEL & KJÆR. **Medindo a vibração o guia completo**. [s.d]. Disponível em: <<https://www.bksv.com/pt/knowledge/blog/vibration/piezoelectric-accelerometers>>. Acessado em 28-06-2022.
- BULUT, M; OZCAN E. A new approach to determine maintenance periods of the most critical hydroelectric power plant equipment. **Reliability Engineering and System Safety**, 1?, v. 205, [s.n], 2021.
- Carreira, R. **Avaliação Da Rigidez A Flexão De Toras De Madeira Por Meio De Vibração Transversal**. Tese (Programa De Pós-graduação Em Engenharia De Estruturas) – Escola De Engenharia De São Carlos, Universidade De São Paulo, São Carlos, 2012.
- CARVALHO, V. N. **Balanceamento Robusto de Máquinas Rotativas com Eixos Flexíveis**. 2017. Dissertação de Mestrado. - Universidade Federal de Uberlândia (UFU), Uberlândia 2017.
- CHAE, M.J; YOO, H.S; KIM, J.Y; CHO, M.Y. Development of a wireless sensor network system for suspension bridge health monitoring. **Automation in Construction**, 1?, v. 21, [s.n], 2012.
- COSTA, E; SENA, A.J; MESQUITA, A.L. Os sinais de vibração no monitoramento de unidades hidrogeradoras. **In: Congresso Nacional De Engenharia Mecânica**, VI,

2010, Campina Grande.

CYRINO, L. Como a cavitação pode prejudicar a sua empresa. **Traction**, 1?, v.?, [s.n], 2023.

DALPIAZ, G.; RIVOLA, A. Condition monitoring and diagnostics in automatic machines: Comparison of vibration analysis techniques. **Mechanical systems and signal processing**, 1?, v. 11, [s.n], 1997.

FAHMI, T.W.K; KASHYZADEH, K.R. A comprehensive review on mechanical failures cause vibration in the gas turbine of combined cycle power plants. **Engineering Failure Analysis**, 1?, v. 134, [s.n], 2022.

FOX, R. W., MACDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 2001. 5ª edição. Livros Técnicos e Científicos–LTC, 2001.

GRIPP, J. A.B; RADE, D.A. Vibration and noise control using shunted piezoelectric transducers: A review. **Mechanical Systems and SignalProcessing**, 1?, v. 112, [s.n], 2018.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 10816-5 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts — Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants**. 1. ed. Geneva: ISO copyright office, 2000.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 7919-5 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts — Part 5: Machine sets in hydraulic power**. 2. ed. Genova: ISO copyright office, 2005.

KARDEC, A. e LAFRAIA, JOÃO R. **Gestão Estratégica e Confiabilidade**. Editora Qualitymark, Rio de Janeiro, 2002.

KUMAR, K; SAINI, R.P. A review on operation and maintenance of hydropower plants. **A review on operation and maintenance of hydropower plants**, 1?, v. 49, [s.n], 2022.

LI, H; KNAG, J. Phase extraction of optical carrier-based microwave interferometry with all-phase fast Fourier transform for distance measurement. **Optics and Lasers in Engineering**, 1?, v. 156, [s.n], 2022.

Matsuo, T. **Método De Análise De Vibrações Para Identificação De Falhas Em Máquinas Rotativas De Geração De Energia Elétrica**. 2017. Dissertação (Programa De Pós Graduação Em Mestre Em Mecatrônica) - Departamento Acadêmico De Metalmeccânica, Instituto Federal De Educação, Ciência E Tecnologia De Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

MOHANTA, R.K; CHELLIAH, T.R; ALLAMSETTY, S; AKULA, A; GHOSH, R. Sources of vibration and their treatment in hydro power stations-A review. **Engineering Science and Technology, an International Journal**, 1?, v. 20, [s.n], 2017.

monitoring and failure prognosis technology”, **The Shock and Vibration Digest**, vol. 31, 1999.

PATEL, T.H; DARPE, A.K. Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 1?, v. 23, [s.n], 2009.

PATEL, T.H; DARPE, A.K. Vibration response of misaligned rotors. **Journal of Sound and Vibration**, 1?, v. 325, [s.n], 2009.

PIERSON, B; FAESTEL, P; SPECTOR, J.T; JOHNSON, P. Preliminary comparison of vibration measurement accuracy between a low cost, portable acceleration measurement unit and a gold-standard accelerometer system. **Applied Ergonomics**, 1?, v. 90, [s.n], 2021.

PUPIN, J. **Introdução às Séries e Transformadas de Fourier e Aplicações no Processamento de Sinais e Imagens**. 2011. Trabalho de conclusão de curso (Licenciatura em Matemática) – Departamento de Matemática, Universidade Federal de São Carlos, São Paulo, 2011.

PUSEY, H. C. & ROEMER, M. J. “An assessment of Turbomachinery condition

RAJABY, E; SAYEDI, S. A structured review of sparse fast Fourier transform algorithms. **Digital Signal Processing**, 1?, v. 123, [s.n], 2012.

SALDARRIAGA, M. R. V. **Balanceamento de Rotores Flexíveis sem Usar Massas de Teste**. 2002. Dissertação de Mestrado. - Universidade Federal de Uberlândia (UFU), Uberlândia 2002.

Silva, D. **Processamento De Sinais Para Monitoramento De Vibrações Em Unidades Geradoras Hidrelétricas**. 2013. Dissertação (Programa De Pós-Graduação Em Engenharia Elétrica) – Departamento De Engenharia, Universidade Federal De Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013.

SIMONE, G. A. **Centrais e Aproveitamentos Hidrelétricos: Uma Introdução ao Estudo**. 1º Edição. São Paulo: Érica, 2010.

SOUZA, Z.; SANTOS, A. H. M.; BORTONI, E. C.; **Centrais Hidrelétricas: Implantação e Comissionamento**. 2ª ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2009

TEKNIKAO: **Sistema Digital de Análise de Vibrações**. Version 30.0.10.118. São Paulo: TEKNIKAO, 2017 Disponível em: <https://www.teknikao.com.br/software-sda>. Acesso:08/10/2023

VISHWAKARMA, M; PUROHIT, R; HARSHLATA; P RAJPUT. Vibration Analysis & Condition Monitoring for Rotating Machines: A Review. **Materialstoday: proceedings**, 1?, v. 4, [s.n], 2017.

WANG, K.S; HAYNS, P.S. Vibration monitoring on electrical machine using vold-kalman filter order tracking. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 1?, v. 25, [s.n], 2011.

XIA, Y; PANG, J; YANG, L; ZHAO, Q; YANG, X. Study on vibration response and

orbits of misaligned rigid rotors connected by hexangular flexible coupling. **Applied Acoustics**, 1?, v. 155, [s.n], 2019.

YANG, W; COURT, R. Wind turbine condition monitoring by the approach of SCADA data analysis, **Renewable Energy**, 1?, v. 53, [s.n], 2013.

ZHANG, C; MOUSAVI, A; MASRI, S,S. GHOLIPOUR, G. Vibration feature extraction using signal processing techniques for structural health monitoring: A review, **Mechanical Systems and Signal Processing**, 1?, v. 177, [s.n], 2022.