



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CUSRO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ÍTALO MOURA FERNANDES

BALANCEAMENTO ESTÁTICO DE ACOPLAMENTO DE TURBO GERADOR
USANDO MÉTODO DO COEFICIENTE DE INFLUÊNCIA

FORTALEZA

2017

ÍTALO MOURA FERNANDES

BALANCEAMENTO ESTÁTICO DE ACOPLAMENTO DE TURBOGERADOR
USANDO MÉTODO DO COEFICIENTE DE INFLUÊNCIA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica do Departamento
de Engenharia Mecânica da Universidade Federal
do Ceará, como requisito parcial para a obtenção
do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra.

FORTALEZA

2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

F412b Fernandes, Ítalo Moura.

Balanceamento estático de acoplamento de turbo gerador usando método do coeficiente de influência / Ítalo Moura Fernandes. – 2017.
53 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2017.

Orientação: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra.

1. Desbalanceamento. 2. Turbo gerador. 3. Acoplamento. 4. Coeficiente de influência. 5. Massa de test. I. Título.

CDD 620.1

ÍTALO MOURA FERNANDES

BALANCEAMENTO ESTÁTICO DE ACOPLAMENTO DE TURBOGERADOR
USANDO MÉTODO DO COEFICIENTE DE INFLUÊNCIA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica do Departamento de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal do Ceará,
como requisito parcial para a obtenção do
grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Roberto de Araújo
Bezerra.

Aprovada em 18 / 12 / 2017.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Roberto de Araújo ~~Bezerra~~ *Bezerra*
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof^a. Dra. Maria Alexandra de Sousa Rios
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr Pierre Maurice Christophe Lamary
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A Deus.

Aos meus amados pais, Tânia e Braga, por acreditarem nos meus sonhos e investirem tanto neles, em especial neste que está prestes a se concluir: a minha graduação.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus pela força de vontade concedida ao longo dessa etapa bastante produtiva da minha vida, principalmente nos momentos mais difíceis durante essa árdua jornada.

Agradeço profundamente à minha família que sempre me apoiou e me deu suporte. Sou eternamente grato aos meus exemplos maiores de vida que são meus pais, Tânia e Braga, por sempre batalharem para me conceder a melhor educação, carinho e principalmente amor.

Agradeço também aos professores pertencentes à banca avaliadora, em especial ao meu orientador Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra, pelos votos de confiança, auxílio e motivação, tornando-se fundamentais para consecução deste trabalho.

Um agradecimento particular ao meu gestor e amigo Eng. Marcos de Moraes, pelo acompanhamento, esforço concedido e apoio não somente durante este trabalho, como também ao longo de todo meu período de estágio. Agradeço profundamente ao Eng. Paulo Siqueira, que também me ofereceu apoio fundamental para a concretização desse trabalho.

Agradeço também aos meus amigos e colegas de graduação Juliana Medeiros, Otílio Freire, Caio David, Juarez Nogueira, João Victor, Nayara Jorge e Larissa Sousa pelo apoio e amizade ao longo desse período de graduação.

“Quanto mais aumenta nosso conhecimento,
mais evidente fica nossa ignorância”. (John F.
Kennedy)

RESUMO

Máquinas rotativas de grande porte são muito comuns em usinas termoelétricas, seja em plantas a vapor, a gás natural ou operando em ciclo combinado. A importância de se alcançar altos índices de confiabilidade e disponibilidade desses equipamentos para o processo de geração de energia elétrica justifica o uso de técnicas avançadas de Engenharia de Manutenção para o monitoramento e diagnóstico de falhas, como a análise de vibrações e a análise dinâmica de rotores. Entre as falhas mais conhecidas em máquinas rotativas, este trabalho destaca o desbalanceamento, assim como seu diagnóstico e procedimento de correção. Com o uso de técnicas provenientes dos ramos de dinâmica de rotores e vibrações mecânicas, concomitantemente a um levantamento de informações concernentes ao equipamento em questão, foi possível realizar um estudo de caso do balanceamento estático de um acoplamento responsável por acoplar o eixo da turbina de baixa pressão ao eixo do gerador elétrico de um turbo gerador a vapor com capacidade de geração de 365 MW de potência, através do método do coeficiente de influência, tomando como base as vibrações mecânicas do mancal mais acometido pelo desbalanceamento, e usando ferramentas de análise de sinais de vibrações e dinâmica de rotores, como o gráfico de Bode, a análise de órbita e a análise de espectro como critérios de monitoramento e avaliação das condições do equipamento.

Palavras-chave: Desbalanceamento. Turbo gerador. Acoplamento. Coeficiente de influência. Massa de teste. Massa de correção.

ABSTRACT

Large rotary machines are very common in thermoelectric plants, whether in steam plants, natural gas or operating in combined cycle. The importance of achieving high reliability and availability of these equipment for power generation process justifies the use of advanced Maintenance Engineering techniques for the monitoring and diagnosis of faults, such as vibration analysis and rotor dynamics analysis. Among the several known failures in rotary machines, this work highlights unbalance, which can generate high maintenance costs and high risk to operational safety if not detected and corrected prematurely. By means of a previous theoretical basis from the branches of rotor dynamics and mechanical vibrations, concomitantly with a survey of information concerning the equipment in question, it will be possible to carry out a well-structured case study of the static balancing of a coupling that couples the low pressure turbine shaft to the electric generator shaft of a turbo generator with a capacity of 365 MW, through the coefficient of influence method, based on the mechanical vibrations of the most affected bearing by the unbalance, and using rotor analysis tools such as the Bode plot, orbit analysis and spectrum analysis as criteria for monitoring and evaluation of equipment conditions.

Keywords: Unbalance. Turbo generator. Coupling. Influence coefficient. Trial mass. Compensation mass.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática de forças centrífugas atuando em rotor desbalanceado.....	16
Figura 2 – Curva da Banheira.....	17
Figura 3 - Sintomas típicos de desbalanceamento em rotores.....	18
Figura 4 – Desbalanceamento residual permissível baseado no grau de qualidade de balanceamento permissível e na velocidade de operação.....	20
Figura 5 – Desbalanceamento estático	21
Figura 6 – Desbalanceamento conjugado	21
Figura 7 – Desbalanceamento quase estático	22
Figura 8 – Desbalanceamento dinâmico.....	22
Figura 9 – Modos de giro de rotor rígido montado em suportes flexíveis	23
Figura 10 - Influência da rotação e flexibilidade dos mancais nos modos de vibração de rotores rígidos	24
Figura 11 - Rotor de Jeffcott	24
Figura 12 - Vista de seção transversal do rotor de Jeffcott	25
Figura 13 - Princípio de funcionamento e constituição básica de sensor de proximidade indutivo.....	27
Figura 14 - Gráfico tendência de nível global de vibração.	29
Figura 15 – Arranjo físico dos sensores de proximidade.	30
Figura 16 - Órbita de centro de eixo.....	32
Figura 17 -Gráfico Tridimensional Amplitude x Tempo x Frequência.	34
Figura 18 – Gráfico de Bode para rotor flexível com uma velocidade crítica.	34
Figura 19 – Representação vetorial da vibração inicial causada por desbalanceamento.	36
Figura 20 - Representação vetorial da adição da massa teste e nova resposta de vibração. ...	37
Figura 21 - Representação vetorial de subtração das vibrações antes e após massa teste.....	37
Figura 22 – Representação Vetorial da massa de correção.	38
Figura 23 – Visão Geral do Turbo Gerador.....	41
Figura 24 – Mapeamento e numeração dos mancais radiais do turbo gerador	42
Figura 25 – Arranjo Físico dos sensores de proximidade em mancal radial.....	43
Figura 26 - Representação vetorial do procedimento de balanceamento	43
Figura 27 – Puro em acoplamento para montagem das massas de balanceamento.....	45
Figura 28 – Representação esquemática das massas de teste montadas no plano de balanceamento.	45
Figura 29 – Representação vetorial do procedimento de balanceamento.	47

Figura 30 - Gráfico de Bode do mancal 05, direção X, antes do balanceamento.	48
Figura 31 - Gráfico de Bode do mancal 05, direção X, após o balanceamento.	48
Figura 32 – Gráfico de Bode do mancal 05, direção Y, antes do balanceamento.....	49
Figura 33 - Gráfico de Bode do mancal 05, direção Y, após o balanceamento.	49
Figura 34 - Órbita de eixo no mancal 05 antes do balanceamento.....	50
Figura 35 - Órbita de eixo no mancal 05 após o balanceamento.....	50
Figura 36 - Espectro de vibração no mancal 05 antes do balanceamento.	51
Figura 37 – Espectro de vibração no mancal 05 após o balanceamento.	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Graus de qualidade de balanceamento para rotores rígidos de acordo com o tipo de rotor	19
Tabela 2 - Resumo dos transdutores para sinais de vibração por aplicação.	28
Tabela 3 - Dados e limites de vibração e temperatura dos mancais radiais do turbo gerador.	42
Tabela 4 - Amplitude inicial de vibração nos mancais 4, 5 e 6 nas direções X e Y	44
Tabela 5 - Sinais de vibração no mancal 4, 5 e 6 nas direções X e Y após adição das massas de teste.	46
Tabela 6 - Variação Percentual das amplitudes de vibrações em todos os mancais do turbo gerador após o balanceamento.	52

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1 TEMA	15
1.2 PROBLEMA.....	15
1.3 HIPÓTESE.....	15
1.4 OBJETIVOS	15
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1 DESBALANCEAMENTO: DEFINIÇÃO E CAUSAS	15
2.2 DIAGNÓSTICO DO DESBALANCEAMENTO.....	17
2.3 LIMITES PARA O DESBALANCEAMENTO.....	18
2.4 TIPOS DE DESBALANCEAMENTO	20
2.4.1 DESBALANCEAMENTO ESTÁTICO	20
2.4.2 DESBALANCEAMENTO CONJUGADO	21
2.4.3 DESBALANCEAMENTO QUASE ESTÁTICO.....	21
2.4.4 DESBALANCEAMENTO DINÂMICO	22
2.5 TIPOS DE ROTORES	22
2.5.1 ROTORES RÍGIDOS	22
2.5.2 ROTORES FLEXÍVEIS	24
2.6 INSTRUMENTAÇÃO DOS SISTEMAS DE MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO	25
2.6.1 ACELERÔMETROS	26
2.6.2 SENSORES DE PROXIMIDADE.....	26
2.7 TÉCNICAS DE MONITORAMENTO DE VIBRAÇÕES E DE ANÁLISE DINÂMICA DE ROTORES.	28
2.7.1 ANÁLISE DE SEVERIDADE EM GRÁFICOS DE TENDÊNCIA DO NÍVEL GLOBAL DE VIBRAÇÃO	29
2.7.2 MONITORAMENTO E ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DO EIXO	29
2.7.3 ANÁLISE DE ÓRBITAS	31
2.7.4 ANÁLISE DE ESPECTRO	32
2.7.5 GRÁFICO DE BODE	34
2.8 BALANCEAMENTO DE ROTORES	35
2.8.1 BALANCEAMENTO ESTÁTICO	35
2.8.2 BALANCEAMENTO DINÂMICO	39
3. MATERIAIS E MÉTODOS	41
3.1 APRESENTAÇÃO DO EQUIPAMENTO	41
3.2 MEDIÇÃO DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO DOS MANCAIS	41
3.3 DETALHAMENTO DO PROBLEMA.....	43

3.4 PROCEDIMENTO DE BALANCEAMENTO ESTÁTICO	44
3.4.1 MONTAGEM DAS MASSAS DE TESTE.....	45
3.4.2 CÁLCULO DO VETOR DE CORREÇÃO.....	46
3.4.3 MONTAGEM DAS MASSAS FINAIS DE CORREÇÃO	46
3.5 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	48
3.5.1 GRÁFICOS DE BODE.....	48
3.5.2 ANÁLISE DE ÓRBITAS	49
3.5.3 ANÁLISE DE ESPECTROS	50
3.5.4 EFEITO DO BALANCEAMENTO NOS DEMAIS MANCAIS.....	51
4. CONCLUSÃO	53
5. BIBLIOGRAFIA.....	54

1. INTRODUÇÃO

O desbalanceamento é um problema comum em máquinas rotativas que pode reduzir bastante o rendimento, a disponibilidade, a confiabilidade e a vida útil destes tipos de equipamentos, principalmente aqueles de grande porte e que operam sob elevadas rotações. Quando desbalanceado, um rotor é submetido a forças centrífugas que provocam fadiga no eixo, desgaste excessivo nos mancais que o suportam e elevados níveis de vibração nas fundações da máquina, podendo levar à falha catastrófica do equipamento.

O desbalanceamento, assim como outros problemas encontrados em rotores, como o desalinhamento, empenamento e folgas, pode ser detectado em um estágio inicial, o que possibilita planejar uma intervenção no equipamento antes que o problema detectado cause falhas repentinas e danos severos ou irreversíveis. Este pensamento de se antecipar às falhas é uma das premissas da manutenção preditiva, que tem como uma de suas principais ferramentas de diagnóstico a análise de sinais de vibrações. Ela pode ser utilizada nos mais diversos tipos de máquinas rotativas e possui atualmente tecnologias para aplicações em ambientes agressivos e inacessíveis durante operação.

Entre os benefícios gerados pelo monitoramento de máquinas rotativas com o uso de análise de vibrações, podem ser citados:

- Aumento da eficiência da planta.
- Redução de perda financeira com quebra e parada de máquinas.
- Redução do gasto com reposição de equipamentos e peças.
- Planejamento mais eficiente dos procedimentos e cronogramas de manutenção.

Sendo assim, o presente trabalho abrangerá o estudo de caso do procedimento de balanceamento estático, usando o método do coeficiente de influência, do acoplamento responsável por acoplar o eixo da turbina de baixa pressão ao eixo do gerador elétrico de um turbo gerador a vapor com capacidade de geração de 365 MW de potência.

1.1 TEMA

Aplicação dos conhecimentos relacionados às técnicas de balanceamento, análise dinâmica e de vibrações em rotores, com ênfase no estudo de rotores de turbo máquinas do segmento de geração de energia elétrica.

1.2 PROBLEMA

No contexto socioeconômico atual, é vital a garantia da oferta de energia elétrica para o suprimento das demandas do País. Em usinas termelétricas, a implantação de ferramentas como a análise dinâmica de rotores e de vibrações contribuem positivamente para a garantia e a confiabilidade da geração de energia elétrica.

Desta forma, o estudo em questão aborda o caso de um turbo gerador com altos níveis de vibração em determinado mancal devido ao problema de desbalanceamento, assim como a metodologia de solução desse problema.

1.3 HIPÓTESE

Inicia-se o raciocínio partindo-se da premissa de que a empresa possui um sistema de monitoramento de vibrações da máquina em estudo, assim como análise de sinais de vibrações de forma periódica.

1.4 OBJETIVOS

Os objetivos deste trabalho consistiram em estudar as técnicas de monitoramento de vibração para o diagnóstico de falha de desbalanceamento em rotores de turbo geradores, assim como estudar e descrever as técnicas e os procedimentos necessários para a execução de balanceamento estático deste tipo de máquina com o uso do método do coeficiente de influência.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 DESBALANCEAMENTO: DEFINIÇÃO E CAUSAS

Entende-se que um rotor está balanceado quando seu eixo principal de inércia coincide com o seu eixo principal de rotação. Em quaisquer diferentes casos deste, o rotor estará desbalanceado. O procedimento de balanceamento de um rotor é uma técnica de se adicionar

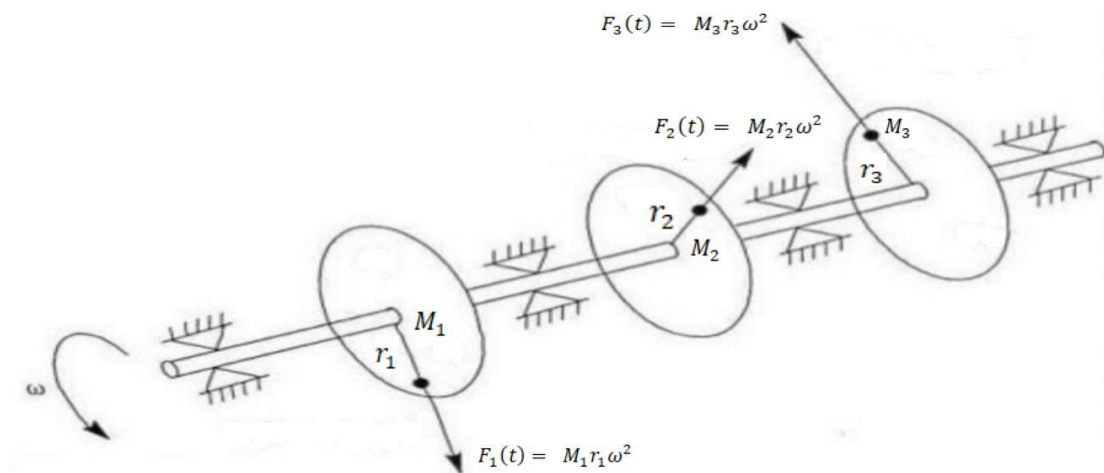
ou retirar massa em determinadas posições de modo a eliminar os esforços causados pelo desbalanceamento.

Uma força centrífuga causada em um rotor é gerada por uma massa m a uma distância r do eixo de rotação, com velocidade angular ω . Dessa forma, a força centrífuga é dada pela Equação 01 como:

$$\vec{F} = m\vec{r}\omega^2 \quad (1)$$

Considerando o rotor operando em uma rotação especificada, a magnitude e a direção do desbalanceamento é dada pelo produto $m\vec{r}$. A magnitude do desbalanceamento é dada em g.mm ou em kg.µm. A Figura 01 ilustra forças centrífugas atuando em um rotor desbalanceado.

Figura 01: Representação esquemática de forças centrífugas atuando em rotor desbalanceado.



FONTE: RADES, 2008

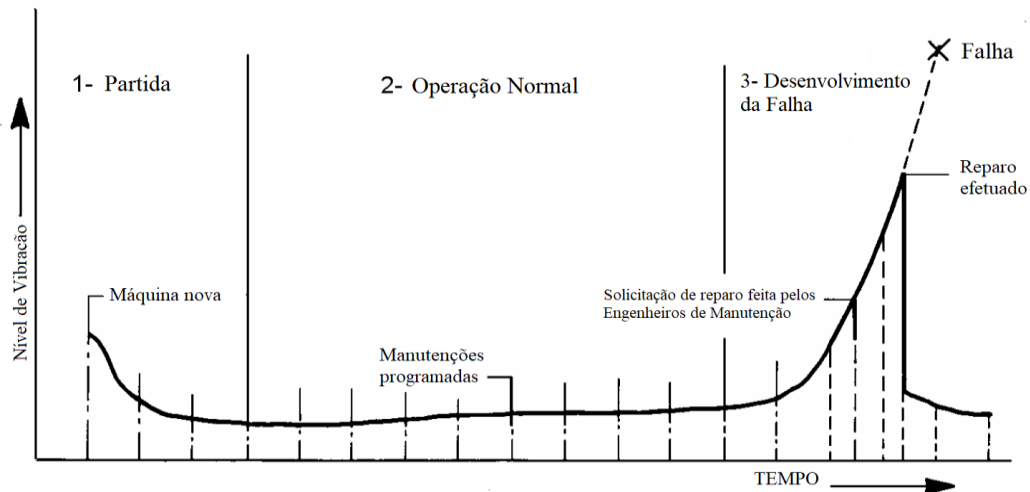
Entre as principais causas do desbalanceamento em turbo geradores, podem ser citadas:

- Falta de simetria do rotor;
- Eixo fletido / empenado;
- Lâmina ou pá quebrada no rotor;
- Acúmulo de detritos ou sujeira provenientes do processo nas lâminas ou pás do rotor;
- Altas expansões térmicas;
- Erosão no rotor;
- Parafusos soltos do rotor;
- Variações no material, como porosidades e inclusões;

2.2 DIAGNÓSTICO DO DESBALANCEAMENTO

Para equipamentos mecânicos sujeitos ao desgaste, à corrosão e a outros efeitos degradantes dependentes do tempo de operação, a curva de deterioração baseada na taxa de falhas obedece tipicamente aos padrões da curva da banheira, ilustrada na Figura 02.

Figura 02: Curva da banheira.

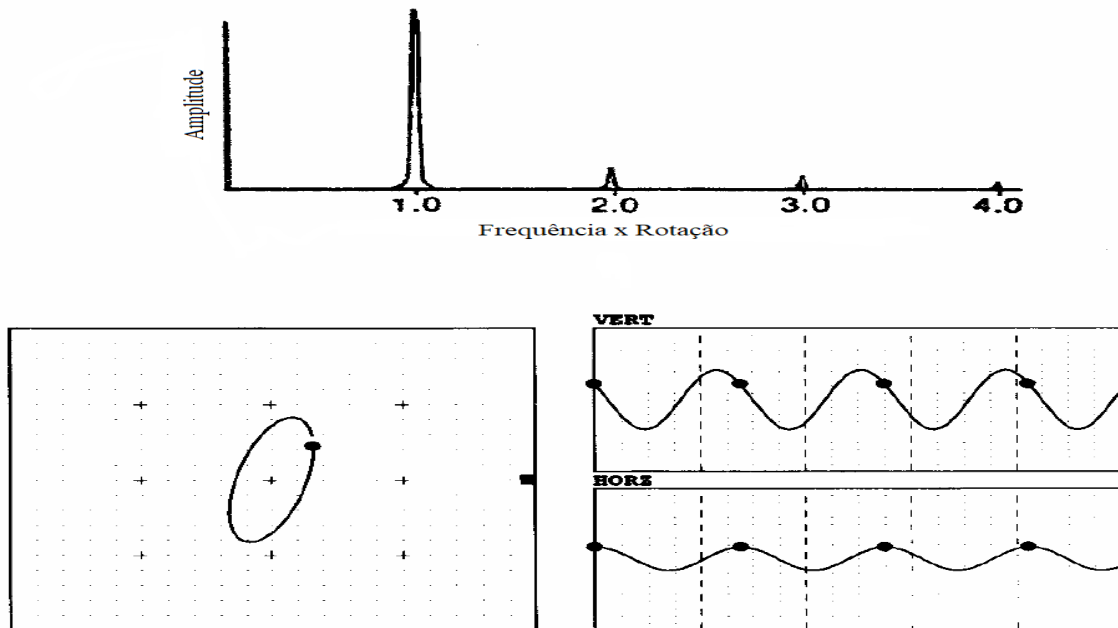


FONTE: RADES, 2008

O estágio 01 da curva corresponde ao início de operação do equipamento novo. Os altos índices de taxa de falhas no início, seguido de queda até estabilização da curva, se justificam pelos ajustes do equipamento até que o mesmo se adapte às solicitações impostas pelo processo ao qual faz parte. No estágio 02, as taxas de falhas do equipamento mantêm-se estáveis com algumas pequenas variações, e o equipamento atende de forma satisfatória o processo. O estágio 03 inicia-se quando a curva de tendência de taxa de falha sobe com grande inclinação devido ao fim da vida útil de determinados componentes do equipamento.

A intervenção de manutenção antecipada às falhas nos estágios 2 e 3 da curva da banheira se dá graças ao monitoramento contínuo ou periódico do equipamento e às técnicas de diagnóstico de falhas. No caso de desbalanceamento, a análise de vibrações é aplicada para seu diagnóstico em equipamentos rotativos. Quando há desbalanceamento presente na máquina, o espectro de vibração evidencia o sintoma de alta amplitude de vibração na frequência fundamental do componente com falha, ou seja, em 1X (em uma vez a frequência de rotação). Além disso, a órbita do eixo é geralmente elíptica e as formas de onda no tempo possuem defasagem por revolução do eixo, como ilustra a Figura 03.

Figura 03: Sintomas típicos de desbalanceamento em rotores.



FONTE: RADES, 2008

2.3 LIMITES PARA O DESBALANCEAMENTO

Conforme cita a norma DIN ISO 1940-1 (2003) “*Mechanical Vibration – Balance Quality Requirements for Rotor in a Constante State*”, o desbalanceamento residual máximo permissível é calculado como:

$$U_{per} = 1000 \frac{(e_{per} \cdot \Omega)}{\Omega} \quad (2)$$

Onde:

U_{per} = desbalanceamento residual permissível [g.mm];

$e_{per} \cdot \Omega$ = grau de qualidade de balanceamento [mm/s];

m = massa do rotor [kg];

Ω = velocidade angular de operação [rad/s];

O desbalanceamento residual permissível é considerado um dos indicadores da qualidade do procedimento de balanceamento. De forma qualitativa, ele indica o grau de não uniformidade remanescente da distribuição de massa ao longo do rotor após a execução do balanceamento. O grau de qualidade de desbalanceamento pode ser determinado pelo tipo de

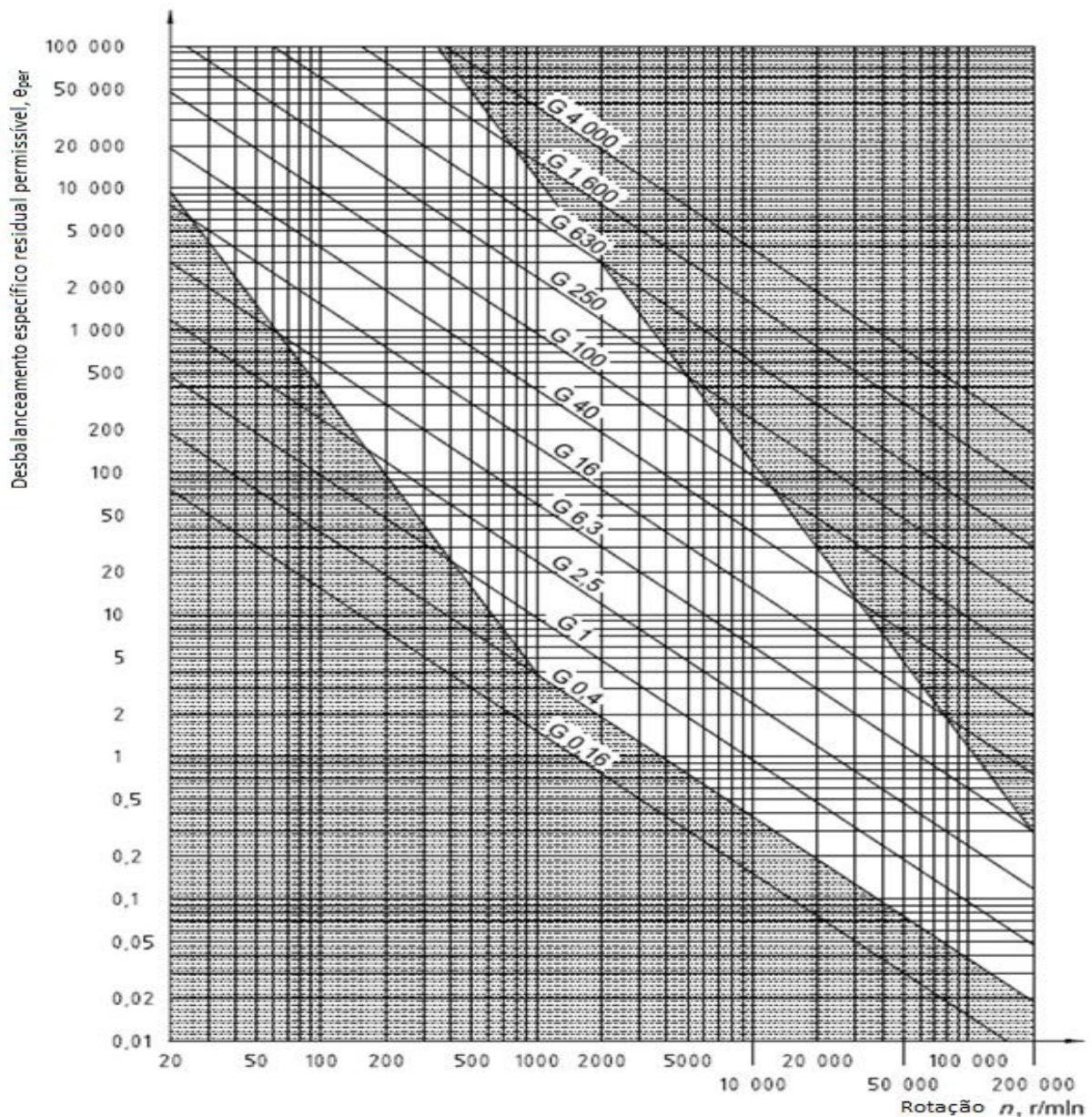
rotor e pela velocidade de rotação, tomando como referência a classificação na Tabela 01 e a Figura 04.

Tabela 01: Graus de qualidade de balanceamento para rotores rígidos de acordo com o tipo de rotor.

Grau de qualidade de balanceamento G	<i>e</i> mm/s	Tipos de rotores - Exemplos Gerais
G 4000	4000	Motores-virabrequins ³⁾ de motores marinhos lentos à diesel com número ímpar de cilindros, montados rigidamente ⁴⁾ .
G 1600	1600	Motores-virabrequins de motores grandes de dois tempos, montados rigidamente.
G 630	630	Motores-virabrequins de motores grandes de quatro tempos, montados rigidamente. Motores-virabrequins de motores marinhos à diesel, montados elasticamente.
G 250	250	Motores-virabrequins de motores rápidos à diesel com quatro cilindros, montados rigidamente ⁴⁾ .
G 100	100	Motores-virabrequins de motores rápidos à diesel com seis ou mais cilindros ⁴⁾ . Motores completos (à diesel ou gasolina) para carros, caminhões e locomotivas ⁵⁾ .
G 40	40	Rodas de carros, aros de rodas, conjuntos de rodas, eixos de tração. Motores-virabrequins para motores de carros, caminhões e locomotivas.
G 16	16	Eixos de tração (eixos de propulsão, eixos cardan) com requisitos especiais. Partes do maquinário de compressores. Partes de maquinário agrícola. Componentes individuais de motores (diesel ou gasolina) para carros, caminhões e locomotivas. Motores-virabrequins de motores com seis ou mais cilindros sob condições especiais.
G 6,3	6,3	Partes ou máquinas de plantas de processamento. Engrenagens de turbinas principais marinhas (serviço mercante). Tambores centrífugos. Ventiladores. Rotores montados de turbinas de aviões, a gás. Volantes. Bombas impelidoras. Armaduras elétricas normais. Máquinas-ferramenta e partes genéricas de maquinaria. Componentes individuais de motores sob condições especiais.
G 2,5	2,5	Turbinas à gás e vapor, incluindo turbinas principais marinhas (serviço mercante). Rotores de turbo-geradores rígidos. Turbo-compressores. Bombas tracionadas por turbina. Tracionadores de máquinas-ferramenta. Armaduras elétricas médias e grandes com requisitos especiais. Armaduras elétricas pequenas.
G 1	1	Gravadores e motores de toca-discos. Motores de máquinas amoladoras. Armaduras elétricas pequenas com requisitos especiais.
G 0,4	0,4	Eixos, discos e armaduras de amoladores de precisão. Giroscópios.

Fonte: DIN ISO 1940-1 (2003)

Figura 4: Desbalanceamento residual permissível baseado no grau de qualidade de balanceamento permissível e na velocidade de operação.



Fonte: DIN ISO 1940-1 (2003)

2.4 TIPOS DE DESBALANCEAMENTO

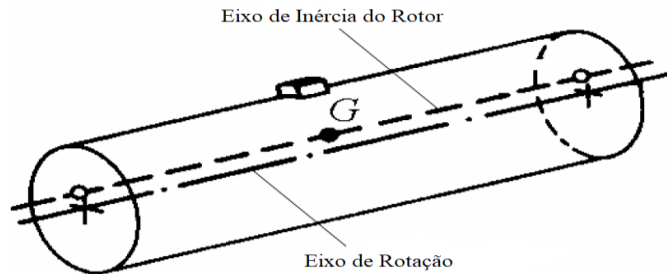
Existem quatro tipos de desbalanceamento: estático, conjugado, quase estático e dinâmico. A diferença entre eles está na diferença de posição entre o eixo principal de inércia e o eixo principal de rotação.

2.4.1 DESBALANCEAMENTO ESTÁTICO

O desbalanceamento estático ou desbalanceamento em um plano acontece quando o eixo principal de inércia está paralelo ao eixo de rotação. As forças atuantes nos mancais do rotor são iguais em magnitude, sentido e direção. Esse tipo de desbalanceamento é encontrado

em rotores delgados como engrenagens, polias e volantes. A Figura 05 representa um caso típico de desbalanceamento estático.

Figura 05: Desbalanceamento estático.

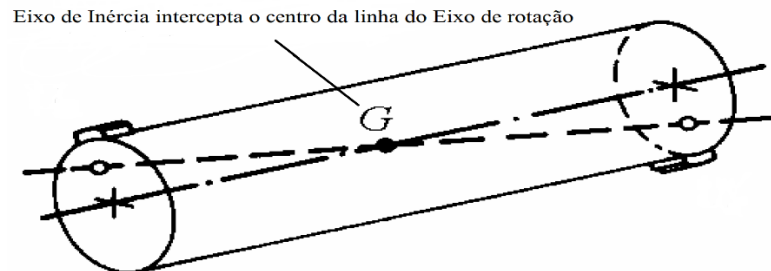


FONTE: RADES, 2008

2.4.2 DESBALANCEAMENTO CONJUGADO

No desbalanceamento conjugado, não há paralelismo entre o eixo principal de inércia e o eixo de rotação. Ambos se interceptam no centro de gravidade do rotor. Nesse caso, os esforços nos mancais possuem a mesma intensidade e direção, porém sentidos opostos. Em rotores bi apoiados, ir-se-ão encontrar iguais amplitudes de vibração nos mancais, porém com ângulos de fase com diferença de 180° . A Figura 06 representa um caso típico de balanceamento conjugado.

Figura 06: Desbalanceamento conjugado.

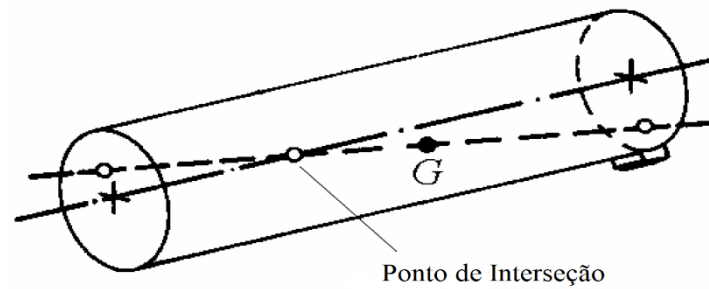


FONTE: RADES, 2008

2.4.3 DESBALANCEAMENTO QUASE ESTÁTICO

O desbalanceamento quase estático acontece quando o eixo principal de inércia intercepta o eixo de rotação em qualquer ponto, exceto no centro de gravidade do rotor. Casos típicos como esse ocorrem quando se instala uma polia ou acoplamento desbalanceado no rotor, ou após a substituição de pás apenas do primeiro estágio de uma turbina ou compressor. A Figura 07 representa um caso típico de balanceamento quase estático.

Figura 07: Desbalanceamento quase estático.

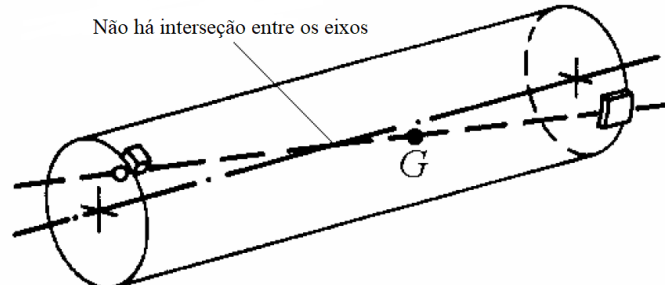


FONTE: RADES, 2008

2.4.4 DESBALANCEAMENTO DINÂMICO

No caso do desbalanceamento dinâmico, o eixo principal de inércia é inclinado em relação ao eixo de rotação, entretanto não há interseção entre eles. Esse tipo de desbalanceamento é a combinação entre o desbalanceamento estático e conjugado e é o mais encontrado nos grandes rotores. Para se proceder o balanceamento dinâmico, a somatória tanto das forças quanto dos momentos precisa ser igual a zero. A Figura 08 representa um caso típico de desbalanceamento dinâmico.

Figura 08: Desbalanceamento dinâmico.



FONTE: RADES, 2008

2.5 TIPOS DE ROTORES

Os rotores podem ser classificados como rígidos ou flexíveis, dependendo da relação entre sua velocidade de rotação e suas velocidades críticas.

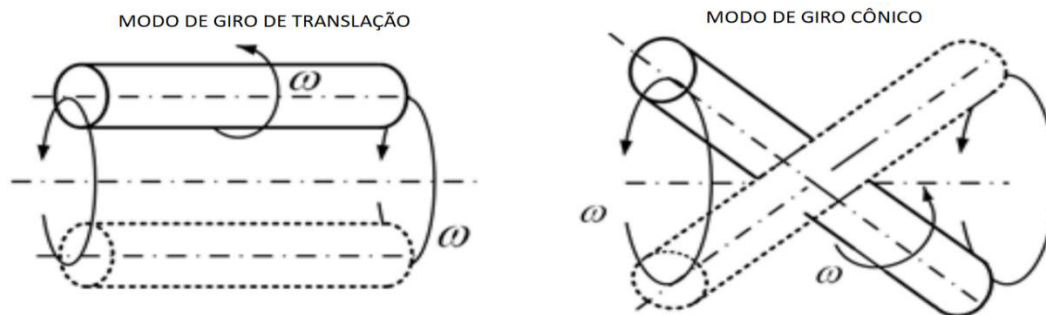
2.5.1 ROTORES RÍGIDOS

Segundo a norma ISO 1940:1973, os rotores rígidos são aqueles que podem ser balanceados em quaisquer dois planos arbitrários ao longo do eixo, e o balanceamento será mantido para qualquer rotação dentro de uma faixa estabelecida. Além disso, a mesma norma complementa o conceito de rotor rígido como aquele em que seus respectivos desbalanceamentos não se alteram consideravelmente com a rotação, e as posições relativas de

todos os elementos de massa do rotor permanecem constantes dentro da faixa de velocidade ao qual o rotor é submetido.

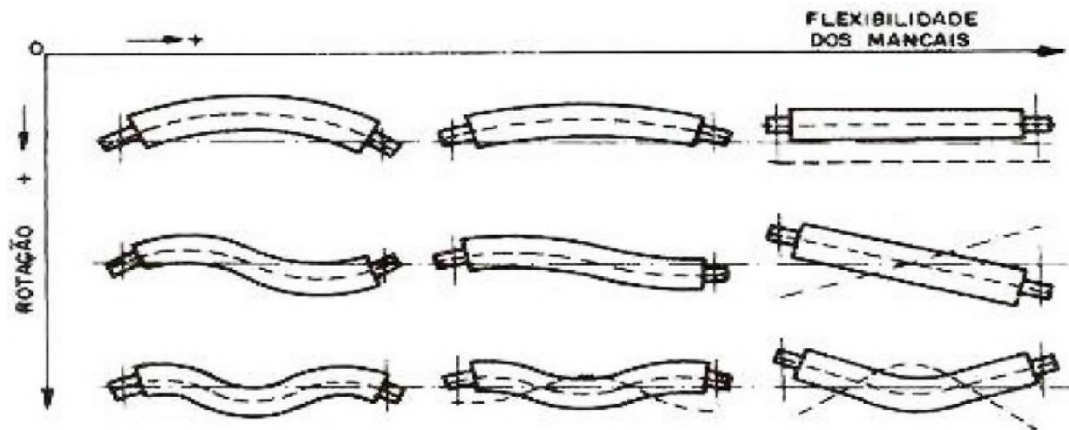
A resposta de um rotor rígido a esforços dinâmicos é expressa em termos dos seus modos naturais de vibração. Rotores rígidos montados em suportes flexíveis possuem dois modos de giro: o de translação e o cônico, como mostrados na Figura 09. Um rotor submetido a esforços causados por desbalanceamento possuirá resposta de deslocamento como uma combinação desses dois modos. Se os mancais que o suportam possuírem propriedades dinâmicas horizontais e verticais idênticas, este sistema irá apresentar os dois modos de vibração citados anteriormente. Caso a rigidez dos mancais nas direções horizontal e vertical forem diferentes, o rotor apresentará quatro modos diferentes de vibração e quatro frequências críticas de giro correspondentes. O rotor pode se tornar ressonante a partir da força de desbalanceamento em qualquer um destes quatro modos. A Figura 10 ilustra a influência da rotação e da flexibilidade dos mancais nos modos de vibração do rotor.

Figura 09: Modos de giro de rotor rígido montado em suportes flexíveis



FONTE: RIEGER, 1986

Figura 10: Influência da rotação e flexibilidade dos mancais nos modos de vibração de rotores rígidos.

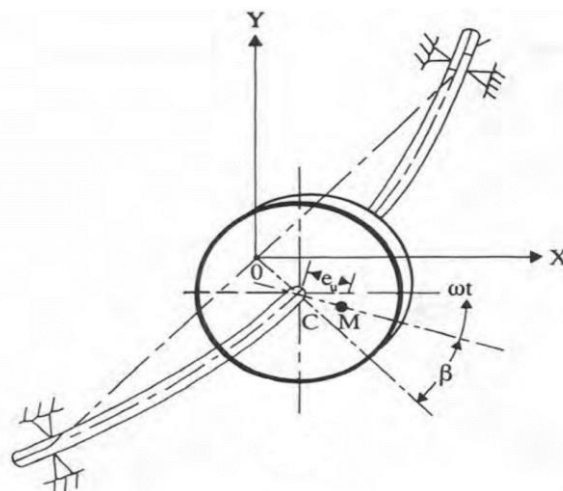


FONTE: COELHO, 2013

2.5.2 ROTORES FLEXÍVEIS

Os rotores flexíveis apresentam um deslocamento do centro geométrico do eixo em relação à linha do centro dos mancais, equivalente ao comprimento OC da Figura 11, maior que o deslocamento do centro de massa em relação ao centro de massa do conjunto girante, correspondente à excentricidade de desbalanceamento e_u . Segundo Fox, esses rotores geralmente operam com velocidades acima de 70% de sua primeira velocidade crítica. Os primeiros estudos sobre desbalanceamento de rotores flexíveis foram desenvolvidos em 1919 pelo cientista H. H. Jeffcott, usando um modelo idealizado de rotor flexível, que consiste em um disco montado em um eixo elástico de massa negligenciável e de rigidez K . A Figura 11 ilustra a representação do rotor de Jeffcott.

Figura 11: Rotor de Jeffcott

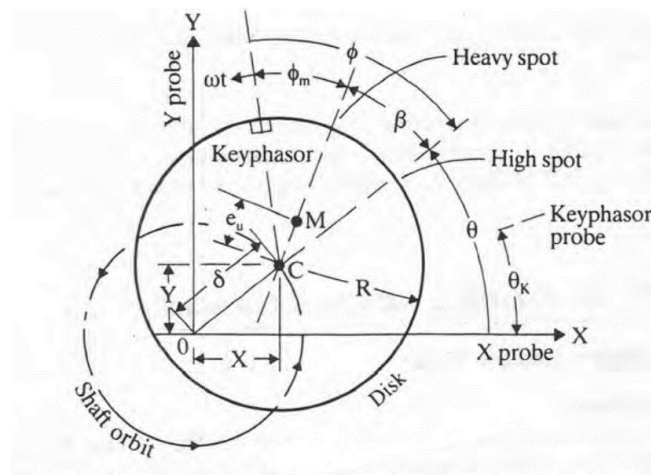


FONTE: RADES, 2008

A Figura 12 ilustra uma seção transversal do rotor, em que se pode observar as relações entre massa e deslocamento para o mesmo operando em uma rotação ω . O centro de massa M do disco está distante do centro do eixo pela distância e_u . Esta distância é chamada de excentricidade de desbalanceamento do disco. O desbalanceamento total efetivo do rotor corresponde ao produto entre a massa do disco e a excentricidade de desbalanceamento e_u . A distância entre o centro de massa M e o centro do disco C causa o desbalanceamento centrífugo que é exercido no ponto C . Esta força provoca uma deflexão no eixo em torno da linha de centro dos mancais, que contém o ponto O , com um raio de giro δ . Este movimento é chamado precessão circular síncrona. Uma marcação de referência é feita no disco para determinar a fase relativa entre esta, em um instante de tempo, e o vetor de deslocamento δ . A posição angular ϕ_m do centro de massa é medida a partir da marcação de referência até o prolongamento da linha do centro de massa na direção oposta ao sentido de rotação.

A carga inercial total nos mancais é uma função da soma vetorial entre o vetor deslocamento δ e o vetor de excentricidade de desbalanceamento e_u . Em velocidades abaixo da velocidade crítica do rotor, e_u e δ estão em fase.

Figura 12: Vista de seção transversal do rotor de Jeffcott



FONTE: RADES, 2008

2.6 INSTRUMENTAÇÃO DOS SISTEMAS DE MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO

As vibrações mecânicas podem ser medidas e analisadas por sinais de deslocamento, velocidade, aceleração, frequência, amortecimento, tensão mecânica, entre outros. Em se tratando de quantificação dos sinais de vibração, existem diversos tipos de

sensores que são selecionados de acordo com aplicação. Os principais sensores de vibração são os de deslocamento, velocidade, aceleração, fase e frequência.

A escolha do tipo de sensor para usar em determinada aplicação depende principalmente da faixa de frequência que se deseja medir. Para baixas frequências, os sensores de deslocamento são os mais indicados. Para as altas frequências, as amplitudes de aceleração são altas e as amplitudes de deslocamento são baixas, sendo mais recomendados para esse caso os acelerômetros. Além da faixa de frequência, outros fatores como a construção da máquina, os tipos de falhas que podem ocorrer, as condições ambientais no interior e exterior da máquina e as faixas de rotação devem ser também consideradas na escolha do sensor.

A principal fonte de vibração de uma máquina rotativa é o próprio rotor. Portanto, a medição da vibração no referido componente da máquina é a melhor forma de coletar informações acerca da existência de desbalanceamento, desalinhamento e folgas mecânicas.

2.6.1 ACELERÔMETROS

Os acelerômetros são sensores utilizados para medir deslocamento, velocidade e aceleração baseada de acordo com seu princípio de funcionamento. Os principais acelerômetros são do tipo piezoelétrico, piezoresistivo e capacitivo. O acelerômetro piezoelétrico consiste em uma massa sísmica presa a um cristal piezoelétrico que por sua vez gera um sinal elétrico toda vez que recebe uma deformação. Já os acelerômetros piezoresistivos coletam os sinais de vibração por meio de uma massa sísmica em uma viga em balanço instrumentada com *strain gauges*. Por último, o acelerômetro capacitivo, ao ser excitado pelas vibrações, desloca uma placa móvel de um capacitor em relação às placas fixas no dispositivo, variando a capacitância de cada capacitor. A tensão de saída gerada é proporcional ao deslocamento das placas, que é também proporcional à aceleração.

2.6.2 SENSORES DE PROXIMIDADE

SENSORES DE PROXIMIDADE CAPACITIVOS

Os sensores capacitivos têm como princípio de funcionamento a geração de um campo elétrico desenvolvido por um oscilador controlado por um capacitor. O capacitor é formado por duas placas metálicas, carregadas com cargas elétricas opostas, montadas na face sensorial, formando um capacitor tendo como dielétrico o ar. Quando um material se aproxima da face sensorial, o dielétrico do meio se altera e conseqüentemente se varia a capacitância.

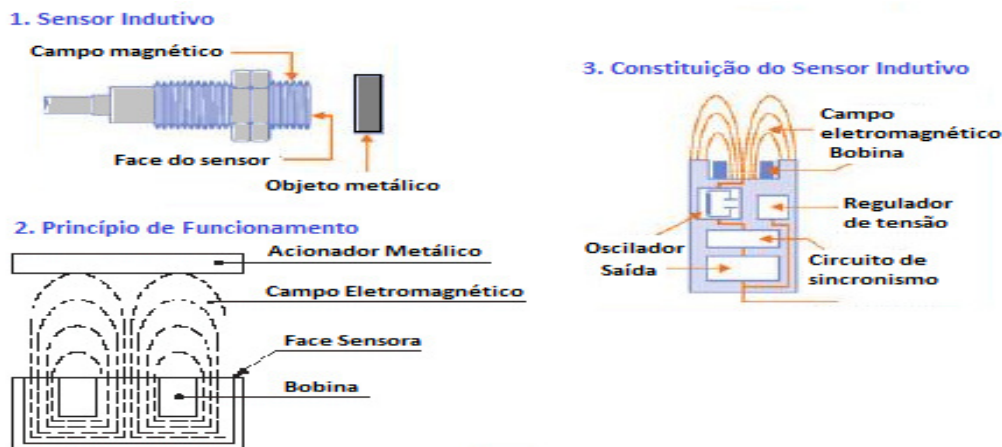
Essa variação é convertida em um sinal contínuo que, comparado a um valor de referência, passa a atuar no estágio de saída.

Os sensores capacitivos são sensíveis ao material encontrado no *gap* (folga) entre o sensor e o elemento medido, não sendo dessa forma recomendados para ambientes que possam conter fluidos ou partículas dispersas.

SENSORES DE PROXIMIDADE INDUTIVOS

Os sensores de proximidade indutivos geram um sinal de saída quando um objeto metálico entra na sua área de detecção, vindo de qualquer direção sem a necessidade de contato físico. Eles necessitam de uma fonte de alimentação externa que alimenta uma bobina elétrica. A bobina faz parte de um circuito oscilador que, em condições normais, gera um sinal senoidal. Quando há a aproximação de um metal, as correntes de Foucault existentes no metal absorvem a energia do campo eletromagnético, variando a amplitude do sinal gerado. Este tipo de sensor é muito utilizado para medição de vibração lateral e axial de rotores. Eles são montados diretamente na estrutura dos mancais dentro de furos rosqueados ou utilizando suportes rígidos adjacentes, montados na carcaça do mancal. Os sensores indutivos também são utilizados para medir a espessura da camada de óleo de lubrificação de mancais hidrodinâmicos. A Figura 13 ilustra o princípio de funcionamento de um sensor indutivo.

Figura 13: Princípio de funcionamento e constituição básica de sensor de proximidade indutivo.



FONTE: SILVA, 2013.

Com base na gama de sensores disponíveis, a Tabela 02 resume os tipos de transdutores para coleta de sinais de vibração de acordo com o tipo de aplicação e os parâmetros de medição a serem coletados.

TABELA 02: Resumo dos transdutores para sinais de vibração por aplicação.

Tipo de máquina	Parâmetro	Tipo de transdutor	Local das medições	Direção
Grandes turbinas a vapor e geradores com mancais hidrodinâmicos	Deslocamento relativo ou absoluto	Transdutor de proximidade sem contato	Eixo, em cada mancal	Radial $\pm 45^\circ$ ou direções X e Y
		Combinação entre transdutor de proximidade sem contato e sísmico		
Motores de combustão	Velocidade ou aceleração	Transdutor de velocidade ou acelerômetro	Cada mancal de rolamento	Radial X e Y
	Deslocamento axial do eixo	Transdutor de proximidade sem contato	Mancal de escora	Axial Z
	Fase de referência e rotação	Transdutor óptico, indutivo ou de correntes parasitas	Eixo	Radial
Turbinas de médio e pequeno porte com mancais hidrodinâmicos	Deslocamento relativo	Transdutor de proximidade sem contato	Eixo, em cada mancal	Radial $\pm 45^\circ$ ou direções X e Y
	Velocidade ou aceleração	Transdutor de velocidade ou acelerômetro	Em cada mancal	Radial X e Y
Acionamentos mecânicos	Deslocamento axial do eixo	Transdutor sem contato	Mancal de escora	Axial Z
	Fase de referência e rotação	Transdutor óptico, indutivo ou de correntes parasitas	Eixo	Radial

FONTE: RADES, 2008

2.7 TÉCNICAS DE MONITORAMENTO DE VIBRAÇÕES E DE ANÁLISE DINÂMICA DE ROTORES.

Após a aquisição e o processamento dos dados de vibração, estes podem ser interpretados de diversas maneiras para o auxílio no diagnóstico de falhas. São definidas algumas características do sinal de vibração, que podem ser obtidas de acordo com a técnica de processamento do sinal coletado. Em seguida, valores limites são definidos e alarmes são emitidos quando tais limites são ultrapassados.

2.7.1 ANÁLISE DE SEVERIDADE EM GRÁFICOS DE TENDÊNCIA DO NÍVEL GLOBAL DE VIBRAÇÃO

Os gráficos de tendência são ferramentas simples utilizadas para a interpretação das variações dos níveis globais de vibração ao longo do tempo. De acordo com a norma ISO 7919, para turbinas a vapor, o monitoramento é feito com as medidas de deslocamento do eixo girante e as medidas de vibração absoluta das partes estacionárias da máquina. Os valores globais podem ser definidos como:

- Valor RMS (*Root Mean Square*): é calculado pela Equação 3.

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int x(t)^2 dt} \quad (3)$$

Onde T corresponde ao período do sinal $x(t)$.

- Valor de pico: é o valor máximo de um sinal contínuo medido em um período de observação T, como na Equação 4.

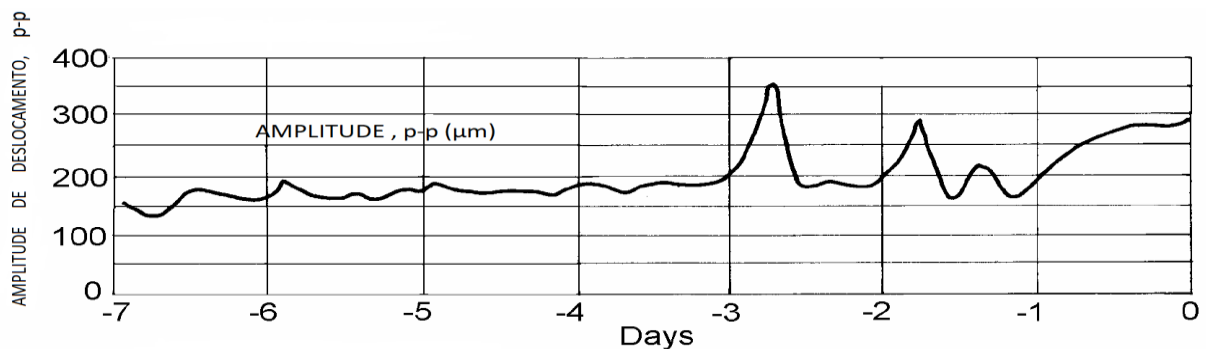
$$x_p = \max\{x(t)\}_{t=0}^T \quad (4)$$

- Valor pico-a-pico: é o valor da diferença entre o valor máximo e mínimo do sinal medido no período de tempo T, como na Equação 5.

$$x_{p-p} = \max\{x(t)\}_{t=0}^T - \min\{x(t)\}_{t=0}^T \quad (5)$$

O valor RMS é utilizado para monitoramento da velocidade de vibração absoluta das partes fixas dos equipamentos. O valor pico-a-pico, por sua vez é usado para medições de oscilações relativas de eixos. O gráfico da Figura 14 exemplifica o acompanhamento de tendência de nível global de vibração medida pico-a-pico.

Figura 14: Gráfico tendência de nível global de vibração.



FONTE: ADAM, 2010

2.7.2 MONITORAMENTO E ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DO EIXO

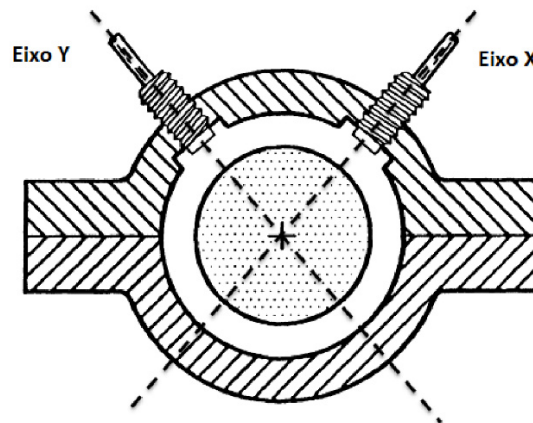
As forças básicas que provocam vibrações em máquinas rotativas são aplicadas diretamente nos rotores. É fato que, quando a vibração é medida em carcaças de mancais, o sinal coletado é a resposta da excitação do rotor submetido a determinados esforços. Porém, se a massa da carcaça do mancal for muito maior do que a massa do rotor, a resposta de vibração sofrerá um grande amortecimento mesmo que as forças aplicadas ao rotor sejam de grande magnitude. Este caso ocorre em máquinas como turbinas a vapor, turbinas a gás e compressores de grande porte. Dessa forma, em tais equipamentos, a vibração é coletada diretamente no rotor com o uso de sensores de proximidade.

A unidade de medida de deslocamento usada nos sensores de proximidade é o micrometro [μm]. Normalmente, mede-se o valor global de vibração pico-a-pico. De acordo com a norma ISO 13373-1, existem dois métodos de medição de vibração em eixos:

- Vibração relativa no eixo: é a medida de vibração do eixo relativa a uma parte estacionária da máquina, geralmente a carcaça do mancal. Essa medição é importante para avaliar a relação entre a vibração no eixo e suas folgas em diferentes partes do mancal, para evitar o contato e o choque entre partes rotativas e estacionárias.
- Vibração absoluta no eixo: é a medida de vibração em relação a sua referência inercial (posição de equilíbrio). Esse tipo de medição é indicado para turbinas com geração acima de 1 GW e é realizada com uma combinação de medidas de vibração relativa do eixo usando sensores de proximidade e medidas de vibração absoluta usando transdutores sísmicos.

O arranjo para medição de vibração relativa no eixo é ilustrado na Figura 15. Usam-se normalmente dois sensores e estes devem ser montados na posição de 45° no sentido horário e sentido anti-horário em relação ao eixo vertical e no mesmo plano transversal,

Figura 15 – Arranjo físico dos sensores de proximidade.



FONTE: ADAM, 2010

Cada sensor, instalado no eixo X e Y, capta o sinal variante no tempo $x(t)$ e $y(t)$, respectivamente. Para encontrar o valor do deslocamento relativo do eixo $S(t)$, usa-se a Equação 6:

$$S(t) = \sqrt{x(t)^2 + y(t)^2} \quad (6)$$

O valor máximo pico-a-pico é obtido usando-se o valor máximo do deslocamento no eixo X e no eixo Y, através da Equação 7. Esse é o critério mais adotado para o monitoramento do deslocamento do eixo.

$$S(t) = \sqrt{x_{max}(t)^2 + y_{max}(t)^2} \quad (7)$$

Em turbinas a vapor, geralmente o monitoramento de vibração no eixo é contínuo e em tempo real. São estipulados valores limite para a vibração em cada mancal e, quando tais limites são atingidos ou ultrapassados, sinais de alerta são gerados.

Os sinais obtidos através de sensores de proximidade permitem a obtenção de dois níveis:

- O nível em corrente contínua (CC), que é proporcional à posição média do centro do eixo e é utilizado para construir a órbita de deslocamento do eixo.
- O nível em corrente alternada (CA), que mostra o deslocamento instantâneo do eixo em relação ao mancal e é usado para monitorar a posição instantânea do eixo.

2.7.3 ANÁLISE DE ÓRBITAS

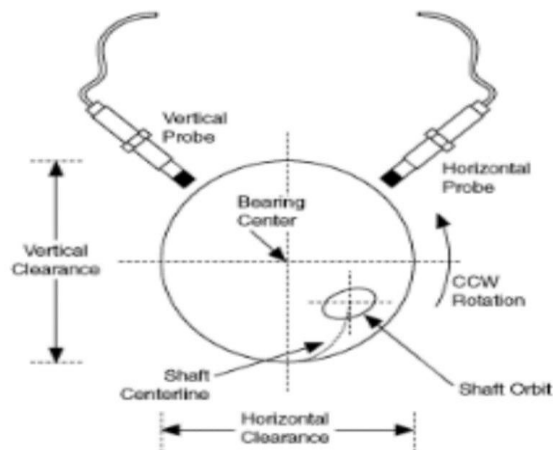
A análise de órbita é uma ferramenta gráfica para o monitoramento do movimento percorrido pelo ponto formado pela interseção entre a linha de centro do eixo e o plano radial que contém os sensores de proximidade. É possível traçar a órbita na forma polar, utilizando os valores instantâneos do deslocamento relativo do eixo calculado na Equação 6, em função da posição angular.

Com o nível CC do sinal do sensor de proximidade, registra-se a posição do centro do eixo. A análise de órbita é a técnica que consiste em monitorar a posição do centro do eixo ao longo do tempo utilizando o valor CC médio dos sensores de proximidade. Para isso, mede-se inicialmente o sinal CC dos sensores com a máquina parada. Esse valor passa a ser a referência do centro da área de folga do mancal. Com a máquina em operação, calcula-se a média do nível CC de cada sensor em um determinado intervalo de tempo. Em seguida, subtrai-

se o valor de referência, medido com a máquina parada. Essa diferença mostra as coordenadas da posição aproximada do centro do eixo.

Duas medidas podem ser retiradas do gráfico de linha de centro: o ângulo de atitude e a taxa de excentricidade. A taxa de excentricidade é a medida realizada a partir da distância, no gráfico, do centro do eixo até o centro de referência. Essa distância dividida pelo máximo raio de afastamento, oferece a taxa de excentricidade. O ângulo de atitude é medido a partir de um eixo de referência. Para máquinas com eixos horizontais, por exemplo, o eixo de referência é vertical, passando pelo centro do gráfico, com os ângulos positivos no sentido da rotação da máquina. O ângulo de atitude é uma medida útil em máquinas horizontais, pois nelas o eixo de referência é muito bem definido, como ilustrado na Figura 16. Em máquinas verticais, não é possível estabelecer a mesma referência, pois a posição de repouso do eixo é usualmente o centro do mancal. A partir do centro, o eixo da máquina vertical pode descrever variados padrões de deslocamento angular e ainda assim estar em condição normal de operação.

Figura 16: Órbita de centro de eixo.



FONTE: ADAMS, 2010

2.7.4 ANÁLISE DE ESPECTRO

A análise de espectro é uma ferramenta capaz de identificar a contribuição dos formatos de onda originados de cada componente do equipamento que está vibrando, que possuem frequências diferentes. O espectro de frequência de um equipamento monitorado é gerado a partir da transformada de Fourier do sinal de vibração em função do tempo.

TRANSFORMADA DE FOURIER

Uma função $x(t)$, com período de tempo T , pode ser expressa como uma série infinita, mostrada na Equação 8:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cdot \cos(n\omega t) + b_n \cdot \sin(n\omega t)]; \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad (8)$$

Esta Equação significa que a função original $x(t)$ pode ser expressa como o somatório de um número infinito de senoides de diferentes amplitudes e frequências as quais são múltiplas da frequência fundamental ω .

Os coeficientes a_n e b_n são chamados coeficientes de Fourier ou coeficientes espectrais da função $x(t)$ e podem ser calculados a partir das equações 9 e 10, respectivamente.

$$a_n = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T x(t) \cos(n\omega t) dt \quad (9)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T x(t) \sin(n\omega t) dt \quad (10)$$

Ao se trabalhar com sinais de vibração, uma função é considerada como periódica no intervalo de tempo medido T . Os analisadores e coletores de sinais de vibração mais atuais coletam o sinal contínuo analógico e os convertem em sinal digital, que por sua vez registra a forma de onda como uma sequência de valores discretos com N pontos, com espaçamento regular no intervalo de tempo T . Este procedimento é chamado discretização. A função discreta de $x(t)$, definida no conjunto de N instantes diferentes de tempo t_k , pode ser escrita como uma Série de Fourier finita, mostrada na Equação 11:

$$x(t_k) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} (a_n \cos(\frac{2\pi n t_k}{T}) + b_n \sin(\frac{2\pi n t_k}{T})); \quad k = 1, 2, N \quad (11)$$

Os coeficientes de Fourier são agora expressos na forma de amplitude c_n e ϕ_n pelas equações 12 e 13, respectivamente.

$$c_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (12)$$

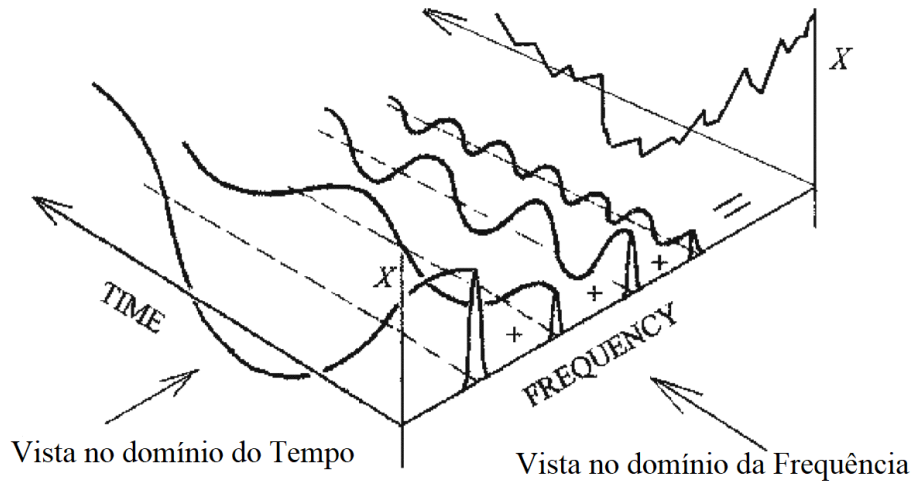
$$\phi_n = \tan^{-1}\left(\frac{-b_n}{a_n}\right) \quad (13)$$

Então, a série finita de Fourier discreta pode ser expressa como na Equação 14:

$$x(t_k) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} (c_n \cos(\frac{2\pi n t_k}{T} + \phi_n)) \quad (14)$$

Através da transformada de Fourier discreta, o sinal de vibração no domínio do tempo, em que os sinais dos eventos individuais estavam contidos, é transformado para o domínio da frequência, onde cada fenômeno físico (desbalanceamento, desalinhamento, falha de rolamento, entre outros) é representado por um único sinal de onda da frequência correspondente, ilustrado na Figura 17.

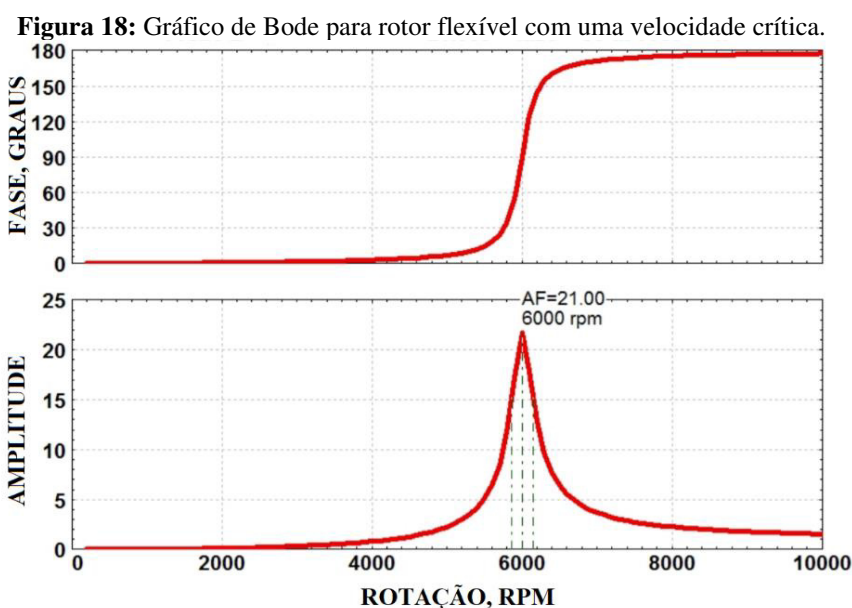
Figura 17: Gráfico tridimensional Amplitude x Tempo x Frequência.



FONTE: ADAMS, 2001.

2.7.5 GRÁFICO DE BODE

O gráfico de Bode é um gráfico cartesiano, desenvolvido pelo engenheiro americano Hendrik Wade Bode, que, na área de vibrações mecânicas, tem como ordenada a amplitude de vibração e, no eixo das abscissas, indica a rotação da máquina. Ele é usado para o monitoramento de como estas duas variáveis se relacionam durante a partida e a parada de máquinas rotativas dotadas de rotores flexíveis. Como esses rotores passam por pelo menos uma velocidade crítica até o atingimento da velocidade de operação, o gráfico de Bode mostra as amplitudes de vibração que a máquina alcança quando ultrapassa uma ou mais velocidades de ressonância, juntamente com os ângulos de fase. A Figura 18 exemplifica o gráfico de Bode para um rotor com uma velocidade crítica.



FONTE: GUNTER, 2009.

2.8 BALANCEAMENTO DE ROTORES

Existem inúmeras técnicas e métodos para se aplicar o procedimento de balanceamento, definidas de acordo com o tipo e a importância da máquina. Durante a execução do método adotado, deve-se levar em consideração não apenas as etapas do procedimento, mas também limitações de ordem prática impostas pelas instalações físicas da máquina, como por exemplo:

- Limitação do valor da massa a ser acrescentada no rotor, pois muitas vezes há limitação física da inserção da massa, como em casos de massas montadas em furos rosqueados.
- Limitação de retirada de massa localizada no rotor, pois há a possibilidade de redução da resistência mecânica localizada e da formação de entalhes concentradores de tensão.
- Limitação da distância do raio de inserção da massa, imposta pelas dimensões do plano de balanceamento utilizado no rotor.
- Criticidade do equipamento, pois uma máquina de grande importância em termos operacionais e financeiros irá exigir um procedimento mais moderno, rápido e eficaz.

A técnica de balanceamento abordada nesse trabalho será o Método do Coeficiente de Influência.

2.8.1 BALANCEAMENTO ESTÁTICO

O balanceamento estático, também denominado balanceamento em um plano, é utilizado em casos nos quais o rotor, ou parte dele, pode ser modelado como um disco circular uniforme de espessura negligenciável. Podem ser incluídos nessa modelagem rotores como engrenagens, rotor de palhetas com um só estágio, acoplamentos, entre outros.

No balanceamento estático, assume-se que é linear a relação entre as amplitudes de vibração e as forças que as causam. Dessa maneira, o coeficiente de linearidade desta relação é chamado coeficiente de influência.

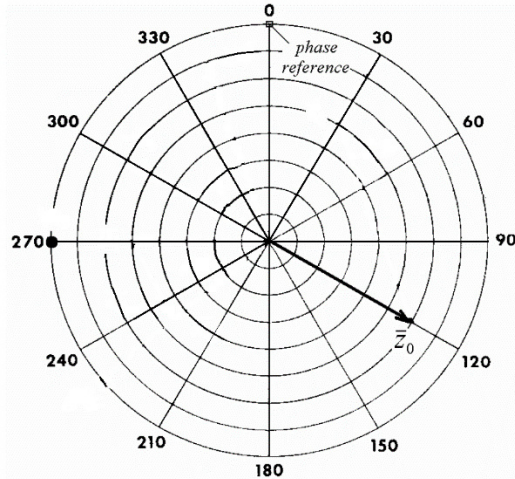
Quando desbalanceado, a resposta de vibração pode ser expressa na forma polar, imaginária ou exponencial, como mostrado na Equação 15 e ilustrado na Figura 19.

$$Z_0 = z_0 \angle \theta_0 = z_{0R} + iz_{0I} = z_0 e^{i\theta_0} \quad (15)$$

Onde Z_0 é a vibração inicial medida por sensor de proximidade e Θ_0 é o ângulo de fase inicial do sinal de vibração em relação a uma determinada referência adotada. Esta resposta é gerada pela força centrífuga que pode ser calculada pela Equação 1. O produto $m\vec{r}$ desta Equação é chamado vetor de desbalanceamento (\vec{u}), que é usado para relacionar o coeficiente de influência e a amplitude inicial de vibração através da Equação 16.

$$\vec{z}_0 = \vec{a} \cdot \vec{u} \quad (16)$$

Figura 19: Representação vetorial da vibração inicial causada por desbalanceamento.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Assume-se que o coeficiente de influência é uma função apenas da velocidade de rotação do rotor. Isso significa que, se uma massa de correção é montada no rotor, o coeficiente de influência para uma rotação específica não irá mudar em sistemas lineares.

Adicionando-se uma massa de teste m_t no rotor a um dado raio r_t com ângulo de fase Θ_t , o desbalanceamento causado por essa massa é dado pela Equação 17:

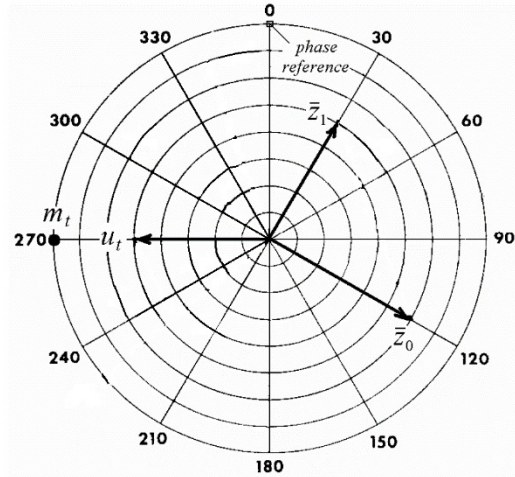
$$\vec{u}_t = m_t r_t e^{i\theta_t} \quad (17)$$

A nova resposta do rotor, medida na mesma rotação da medição inicial, será dada pelas Equações 18 ou 19 e ilustrada pela Figura 20.

$$\vec{z}_1 = \vec{a} \cdot (\vec{u} + \vec{u}_t) \quad (18)$$

$$\vec{z}_1 = z_1 \angle \theta_1 = z_{1R} + iz_{1I} = z_1 e^{i\theta_1} \quad (19)$$

Figura 20: Representação vetorial da adição da massa teste e nova resposta de vibração.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

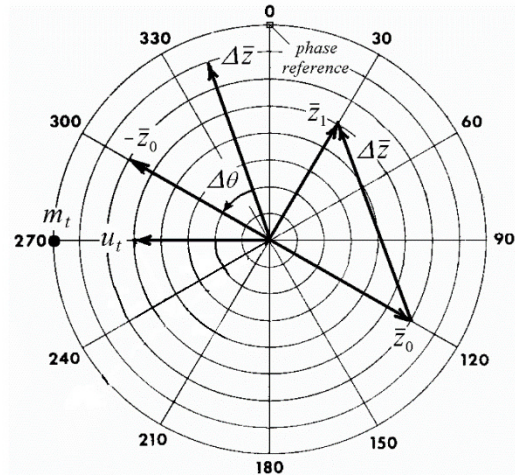
Realizando a diferença entre a amplitude após a massa teste e a amplitude inicial de vibração, obtém-se o vetor diferença $\Delta\vec{z}$, dado pela Equação 20.

$$\Delta\vec{z} = \vec{z}_1 - \vec{z}_0 = z_{\Delta} e^{i\theta_{\Delta}} \quad (20)$$

O desbalanceamento inicial torna-se então a Equação 21:

$$\vec{u} = \frac{\vec{z}_0}{\vec{a}} = \frac{\vec{z}_0}{\Delta\vec{z}} \cdot \vec{u}_t = \frac{z_0}{z_{\Delta}} e^{i(\theta_0 - \theta_{\Delta})} \cdot \vec{u}_t \quad (21)$$

Figura 21: Representação vetorial de subtração das vibrações antes e após massa teste.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Se a massa teste for removida, deseja-se encontrar a localização correta para montar a massa de correção \vec{m}_c no intuito de balancear o rotor. A instalação dessa massa irá criar um vetor $\Delta\vec{z}$ que será igual ao vetor inicial \vec{z}_0 , porém agindo na direção oposta. Alcança-se o balanceamento se o vetor de correção \vec{u}_c for igual e oposto ao vetor de desbalanceamento \vec{u} , calculado pela Equação 22 e representado na Figura 22.

$$\vec{u}_c = -\vec{u} = \vec{u} \cdot e^{-i\pi} = \frac{z_0}{\Delta z} \cdot e^{(\theta_0 - \theta_\Delta - \pi)} \cdot u_t e^{i\theta_t} = u_c e^{i\theta_c} \quad (22)$$

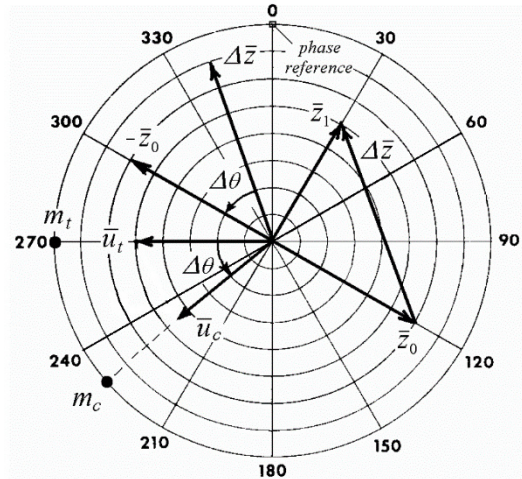
Onde,

$$u_c = \frac{z_0}{\Delta z} u_t = \frac{z_0}{\Delta z} m_t r_t = m_c r_t \quad (23)$$

E,

$$\theta_c - \theta_t = \Delta\theta = \theta_0 - \theta_\Delta - 180^\circ \quad (24)$$

Figura 22: Representação vetorial do posicionamento da massa de correção.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

A massa de correção deve ser posicionada no mesmo raio da massa teste, com o ângulo de fase θ_Δ e pode ser calculada pela Equação 25.

$$m_c = \frac{z_0}{\Delta z} m_t \quad (25)$$

Fazendo a correlação entre o cálculo da massa de correção com o coeficiente de influência, chega-se à Equação 26.

$$\vec{m}_c = -(Z_0 \angle \theta_0) \cdot (\vec{\alpha}^{-1}) \quad (26)$$

Onde o coeficiente de influência é dado pela Equação 27 por:

$$\vec{\alpha} = \frac{Z_\Delta \angle \theta_\Delta}{m_t \angle \theta_t} \quad (27)$$

Usando a Equação 26, encontra-se o vetor da massa de correção de forma direta, indicando o valor da massa e seu respectivo ângulo de correção, correspondendo aos mesmos resultados alcançados pelas equações 24 e 25, respectivamente.

2.8.2 BALANCEAMENTO DINÂMICO

O balanceamento dinâmico consiste na adição ou remoção de massas em dois planos de correção radiais distintos ao longo do comprimento do rotor. Na prática, a escolha dos planos é limitada pela conveniência de acesso ao rotor. A técnica empregada para o balanceamento dinâmico o Método dos Coeficientes de Influência assim como na abordagem relativa ao balanceamento estático.

Primeiramente, as leituras de desbalanceamento \vec{z}_{10} e \vec{z}_{20} são registradas para os dois mancais da máquina. Assume-se que essas leituras podem ser expressas em termo dos valores dos desbalanceamentos \vec{u}_1 e \vec{u}_2 , segundo as Equações 28 e 29, respectivamente.

$$\vec{z}_{10} = \vec{a}_{11} \cdot \vec{u}_1 + \vec{a}_{12} \cdot \vec{u}_2 \quad (28)$$

$$\vec{z}_{20} = \vec{a}_{21} \cdot \vec{u}_1 + \vec{a}_{22} \cdot \vec{u}_2 \quad (29)$$

Onde \vec{a}_{ij} são os coeficientes de influência complexos. Para se determinar estes coeficientes, um desbalanceamento é adicionado em cada plano e as novas amplitudes de movimento são registradas.

Em seguida, uma massa teste é adicionada no primeiro plano de correção para causar o desbalanceamento \vec{u}_{t1} e as leituras em ambos os mancais \vec{z}_{11} e \vec{z}_{21} são registradas. Essas leituras podem ser expressas em função dos coeficientes de influência na forma das Equações 30 e 31, respectivamente.

$$\vec{z}_{11} = \vec{a}_{11} (\vec{u}_1 + \vec{u}_{t1}) + \vec{a}_{12} \cdot \vec{u}_2 \quad (30)$$

$$\vec{z}_{21} = \vec{a}_{21} (\vec{u}_1 + \vec{u}_{t1}) + \vec{a}_{22} \cdot \vec{u}_2 \quad (31)$$

Subtraindo as equações 30 e 28, obtém-se o coeficiente de influência \vec{a}_{11} . Subtraindo-se as Equações 31 e 29, obtém-se o coeficiente de influência \vec{a}_{21} , obtendo as Equações 32 e 33, respectivamente.

$$\vec{a}_{11} = \frac{\vec{z}_{11} - \vec{z}_{10}}{\vec{u}_{t1}} \quad (32)$$

$$\vec{a}_{21} = \frac{\vec{z}_{21} - \vec{z}_{20}}{\vec{u}_{t1}} \quad (33)$$

Após a leitura das amplitudes de vibração, se a primeira massa teste for deixada no plano 1 e outra massa teste é adicionada no segundo plano, criando o desbalanceamento \vec{u}_{t2} ,

resultar-se-á em novas amplitudes de vibração \vec{z}_{12} e \vec{z}_{22} , nos mancais. Essas respostas podem ser expressas respectivamente pelas Equações 34 e 35.

$$\vec{z}_{12} = \vec{a}_{11} (\vec{u}_1 + \vec{u}_{t1}) + \vec{a}_{12} \cdot (\vec{u}_2 + \vec{u}_{t2}) \quad (34)$$

$$\vec{z}_{22} = \vec{a}_{21} (\vec{u}_1 + \vec{u}_{t1}) + \vec{a}_{22} \cdot (\vec{u}_2 + \vec{u}_{t2}) \quad (35)$$

Subtraindo as equações 34 e 30, obtém-se o coeficiente de influência \vec{a}_{12} . Subtraindo-se as equações 35 e 31, obtém-se o coeficiente de influência \vec{a}_{22} , obtendo as Equações 36 e 37, respectivamente.

$$\vec{a}_{12} = \frac{\vec{z}_{12} - \vec{z}_{11}}{\vec{u}_{t2}} \quad (36)$$

$$\vec{a}_{22} = \frac{\vec{z}_{22} - \vec{z}_{21}}{\vec{u}_{t2}} \quad (37)$$

Se a massa teste adicionada primeiramente no mancal 1 for retirada, então \vec{z}_{11} e \vec{z}_{21} devem ser substituídos nas equações 36 e 37 por \vec{z}_{10} e \vec{z}_{20} , respectivamente.

Para balancear o rotor, massas de correção devem ser posicionadas nos planos 1 e 2 para gerar vibrações iguais em magnitude, porém em direções opostas a \vec{z}_{10} e \vec{z}_{20} . Dessa maneira, os vetores de balanceamento para cada plano são dados pela Equação Matricial 38.

$$\begin{pmatrix} \vec{u}_{c1} \\ \vec{u}_{c2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \vec{u}_{10} + \vec{u}_{t1} \\ \vec{u}_{20} + \vec{u}_{t2} \end{pmatrix} = - \begin{bmatrix} \vec{a}_{11} & \vec{a}_{12} \\ \vec{a}_{21} & \vec{a}_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \vec{z}_{10} \\ \vec{z}_{20} \end{pmatrix} \quad (38)$$

Resolvendo a Equação 38 para os vetores de balanceamento, obtém-se os vetores de correção calculados pelas Equações 39 e 40:

$$\vec{u}_{c1} = \frac{\vec{a}_{12} \cdot \vec{z}_{20} - \vec{a}_{22} \cdot \vec{z}_{10}}{\vec{a}_{11} \cdot \vec{a}_{22} - \vec{a}_{21} \cdot \vec{a}_{12}} \quad (39)$$

$$\vec{u}_{c2} = \frac{\vec{a}_{21} \cdot \vec{z}_{10} - \vec{a}_{11} \cdot \vec{z}_{20}}{\vec{a}_{11} \cdot \vec{a}_{22} - \vec{a}_{21} \cdot \vec{a}_{12}} \quad (40)$$

Estes valores para u_{c1} e u_{c2} representam os vetores de balanceamento de refinamento em caso de as massas teste forem deixadas nos planos de correção.

Se a modelagem for realizada levando em conta as leituras de vibração iniciais z_{10} e z_{20} , então os vetores de balanceamento irão corresponder às correções totais do desbalanceamento original do rotor, usando Equação Matricial 41.

$$\begin{pmatrix} \vec{u}_{c1} \\ \vec{u}_{c2} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\vec{z}_{11} - \vec{z}_{10}}{\vec{u}_{t1}} & \frac{\vec{z}_{12} - \vec{z}_{10}}{\vec{u}_{t2}} \\ \frac{\vec{z}_{21} - \vec{z}_{20}}{\vec{u}_{t1}} & \frac{\vec{z}_{22} - \vec{z}_{20}}{\vec{u}_{t2}} \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \vec{z}_{10} \\ \vec{z}_{20} \end{pmatrix} \quad (41)$$

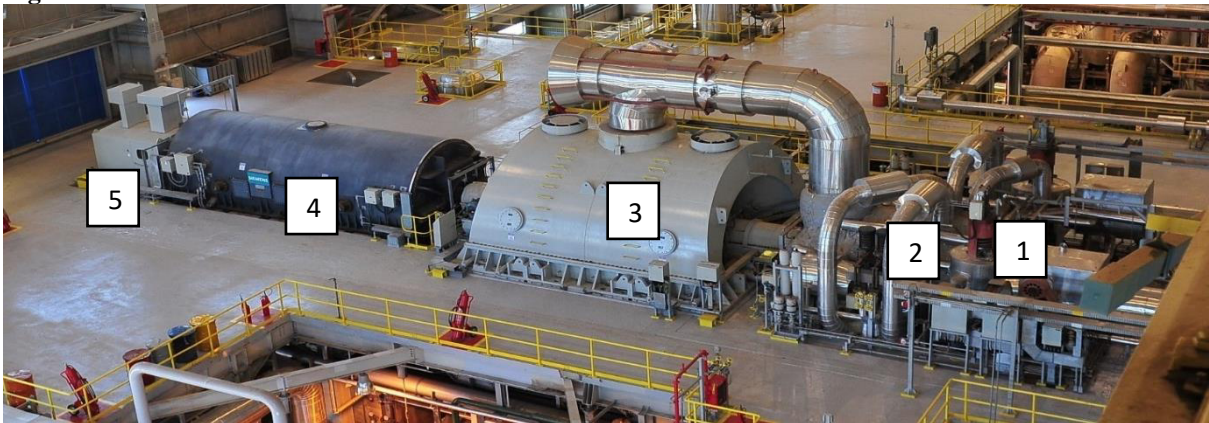
3. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, serão descritos todos os procedimentos, materiais e tecnologias empregados para a realização do balanceamento estático, usando o método do coeficiente de influência, do acoplamento usado para acoplar o eixo da turbina de baixa pressão ao eixo do gerador elétrico de um turbo gerador a vapor, com 365 MW de potência de geração de uma usina termoeletrica a carvão mineral. Serão abordadas também algumas das técnicas de análise e monitoramento já discutidas nesse trabalho, para fins de validação da eficácia do balanceamento.

3.1 APRESENTAÇÃO DO EQUIPAMENTO

O turbo gerador é o equipamento responsável pela conversão da energia térmica contida no vapor em energia mecânica de eixo nas turbinas, que por sua vez é convertida em energia elétrica no gerador. Tem como componentes principais a Turbina a Vapor de alta pressão (1), a Turbina a vapor de média pressão (2), a Turbina a vapor de baixa pressão (3), o Gerador Elétrico (4) e a Excitatriz (5).

Figura 23: Visão Geral do Turbo Gerador.

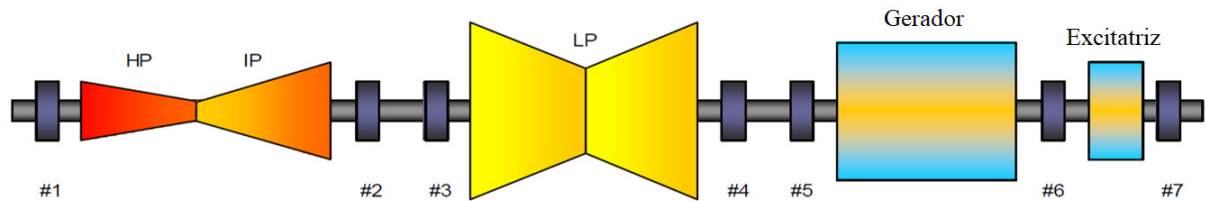


FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

3.2 MEDIÇÃO DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO DOS MANCAIS

O turbo gerador é considerado um equipamento de alta criticidade na planta, devido à sua importância no processo, custos associados à manutenção e à segurança operacional. Desta forma, existe um sistema de monitoramento contínuo que coleta os sinais de vibração em cada mancal em intervalos de 2 horas, onde os mancais radiais são numerados de 1 à 7 como ilustra a Figura 24. São medidos os deslocamentos relativos entre eixo e mancais nas direções X e Y, como também são coletados os sinais de velocidade em cada mancal.

Figura 24: Mapeamento e numeração dos mancais radiais do turbo gerador.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Os sinais de vibração coletados são então enviados para o DCS (*Distributed Control System*), que é o sistema usado para processar todos os dados da planta. Nas lógicas de programação do DCS, são salvos todos os valores considerados normais, de alerta e de emergência para todos os parâmetros dos processos da planta. Dessa maneira, para cada faixa de vibração nos mancais, o DCS envia um comando para a segurança e a conservação da integridade da máquina. Na Tabela 03, estão determinadas as principais características dos mancais do turbo gerador em estudo, assim como seus respectivos valores limites de vibração e temperatura.

Tabela 03: Dados e limites de vibração e temperatura dos mancais radiais do turbo gerador

MANCAL	Mancal 01		Mancal 02		Mancal 03		Mancal 04		Mancal 05		Mancal 06		Mancal 07	
Carga submetida [kN]	105,4		119,2		260,0		285,0		282,8		252,7		11,8	
1ª Velocidade Crítica [rpm]	1562		1562		1773		1773		871		871		>4500	
2ª Velocidade Crítica [rpm]	-		-		-		-		2414		2414		-	
Diâmetro do veio [mm]	304,19		354,89		431,00		431,00		456,25		456,25		350	
Espessura do filme de óleo [µm]	600 a 800		730		870		890		V: 1090	H: 1200	V: 1090	H: 1200	-	
Limites de vibração: <i>D: Deslocamento [µm p-p]</i> <i>V: Velocidade [mm/s - rms]</i>	<i>D</i>	<i>V</i>	<i>D</i>	<i>V</i>	<i>D</i>	<i>V</i>	<i>D</i>	<i>V</i>	<i>D</i>	<i>V</i>	<i>D</i>	<i>V</i>	<i>D</i>	<i>V</i>
Referência:	< 76	< 3,8	< 76	< 3,8	< 76	< 3,8	< 76	< 3,8	< 80	-	< 80	-	< 80	-
Alarme:	127	7,5	127	7,5	127	7,5	127	7,5	150	9,3	150	9,3	150	9,3
Trip:	254	11,8	254	11,8	254	11,8	254	11,8	240	14,7	240	14,7	240	14,7
Limites de Temperatura [°C] <i>M: Metal</i> <i>O: Óleo de Lubrificação</i>	<i>M</i>	<i>O</i>	<i>M</i>	<i>O</i>	<i>M</i>	<i>O</i>	<i>M</i>	<i>O</i>	<i>M</i>	<i>O</i>	<i>M</i>	<i>O</i>	<i>M</i>	<i>O</i>
Referência:	< 85	< 71,1	< 85	< 71,1	< 85	< 71,1	< 85	< 71,1	< 85	< 71,1	< 85	< 71,1	< 85	< 71,1
Alarme:	107,2	76,7	107,2	76,7	107,2	76,7	107,2	76,7	107,2	76,7	107,2	76,7	107,2	76,7
Trip:	112,8	82,2	112,8	82,2	112,8	82,2	112,8	82,2	112,8	82,2	112,8	82,2	112,8	82,2

FONTE: SIEMENS, 2017.

A posição de instalação dos sensores de deslocamento segue o mesmo padrão detalhado anteriormente na Figura 15. A Figura 25 exhibe os sensores montados em um dos sete mancais radiais da máquina.

Figura 25: Arranjo físico dos sensores de proximidade em mancal radial.



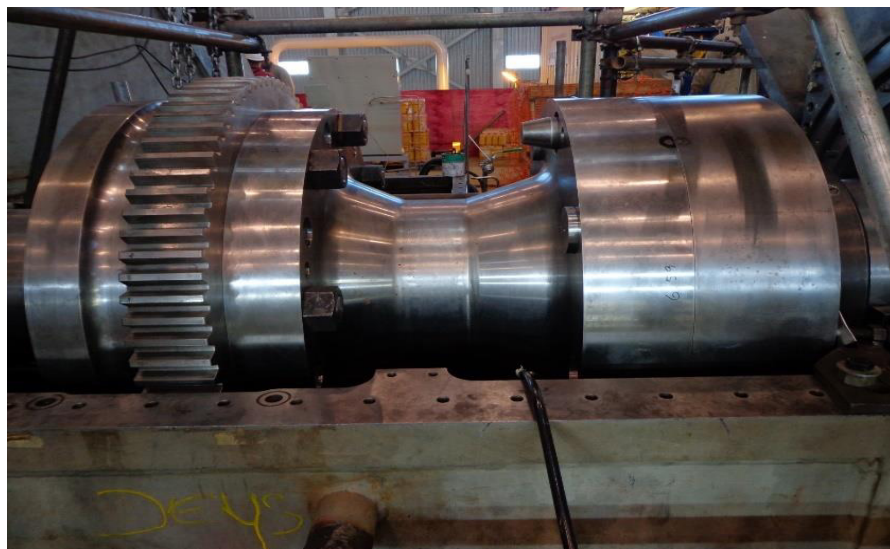
FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Além do monitoramento dos níveis de vibração dos mancais, os sinais de vibração coletados também são utilizados para construção das órbitas do eixo em cada mancal radial, dos diagramas de bode e dos espectros de vibração.

3.3 DETALHAMENTO DO PROBLEMA

Durante a operação do turbo gerador em estudo, notou-se um aumento significativo dos níveis de vibração no mancal 5, que, como ilustrado na Figura 24, é o mancal montado entre o acoplamento que une o eixo da turbina de baixa pressão ao eixo do gerador elétrico, do lado do gerador. A Figura 26 ilustra o acoplamento citado.

Figura 26: Acoplamento Gerador-Turbina de Baixa pressão.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Tomando como referencial a Figura 26, do lado esquerdo está o eixo da turbina de baixa pressão, a engrenagem cilíndrica de dentes retos é responsável pelo giro lento do turbo gerador durante paradas, e ao lado direito está o eixo do gerador.

Ao se observar as amplitudes de deslocamento filtradas na frequência de 1x no mancal 5, nas direções X e Y, notou-se que seus respectivos valores estavam acima do nível de alarme, que corresponde a 127 μm p-p. A Tabela 04 mostra os valores de vibração nos mancais 4, 5 e 6 nas direções X e Y na rotação base de 3600 rpm, que comprova o aumento excessivo das vibrações no mancal 05 em comparação aos mancais mais próximos.

TABELA 04: Amplitude inicial de vibração nos mancais 4, 5 e 6 nas direções X e Y

Posição do sensor	Vibração (1x) [μm p-p]	Ângulo de Fase θ em graus
4Y	14	100
4X	34	40
5Y	180	31
5X	145	290
6Y	53	285
6X	37	200

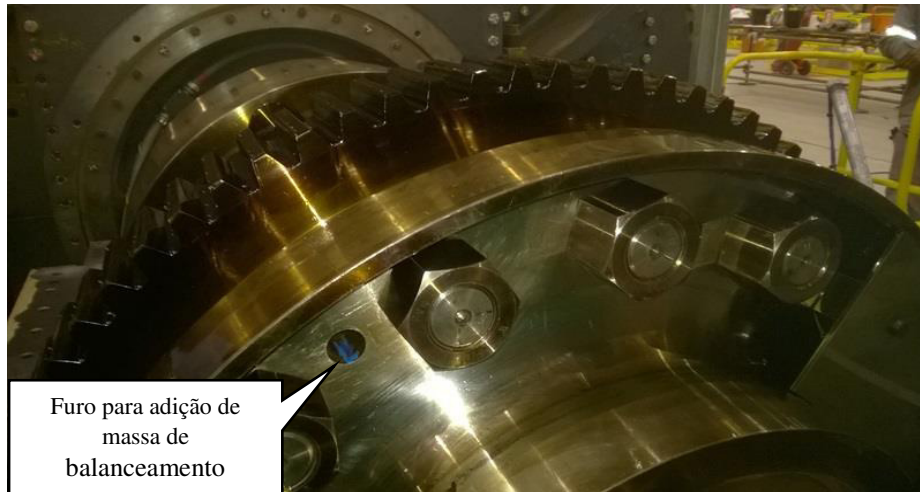
FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Durante a última partida da máquina antes do balanceamento, evidenciou-se também pelo gráfico de Bode que as amplitudes de vibração no mancal 05 estavam atingindo níveis maiores do que o esperado durante as passagens pelas duas velocidades críticas que o rotor do gerador atravessa até atingir a velocidade de rotação de 3600 rpm. Além disso, a órbita do eixo na posição do mancal 5 indicou uma trajetória bastante elíptica e os espectros de vibração exibiram picos de amplitude na frequência de 60 Hz, detectando o desbalanceamento no acoplamento.

3.4 PROCEDIMENTO DE BALANCEAMENTO ESTÁTICO

O acoplamento possui 16 furos distribuídos de forma equiangular no plano de balanceamento para a montagem de parafusos em caso de necessidade se efetuar o balanceamento do mesmo, como ilustrado na Figura 27. Os furos são roscados com diâmetro de 27 mm e o ângulo de espaçamento entre eles no plano é de 22,5°.

Figura 27: Furo em acoplamento para montagem de massas de balanceamento.



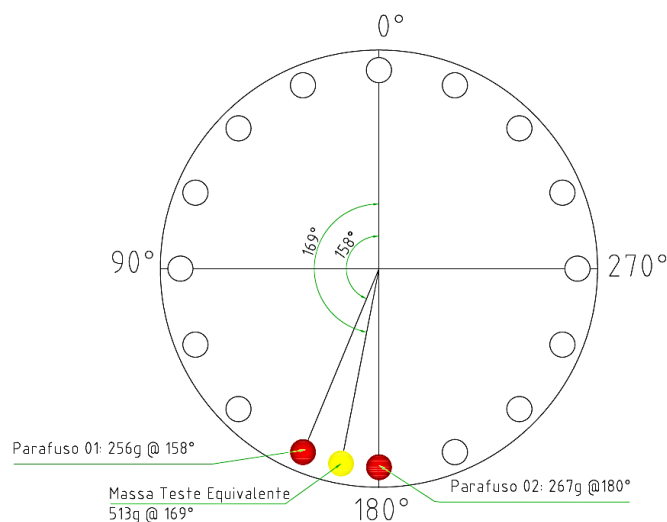
FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

3.4.1 MONTAGEM DAS MASSAS DE TESTE

O procedimento de balanceamento de campo consistiu em, após a desmontagem da carcaça que protege o acoplamento para acesso ao mesmo, foram inseridas duas massas de teste, sendo a primeira com valor de 267 gramas na posição de 180° em relação ao *keyphasor* e a segunda com valor de 256 gramas na posição de 157,5° resultando em uma massa e posição equivalentes a 513 gramas a 169°, como calculado pela Equação 42. O zero de referência para a medição do ângulo de fase está na posição vertical do plano, com valores positivos no sentido anti-horário. A Figura 28 mostra o posicionamento das massas de teste no plano de balanceamento.

$$\vec{m}_t = \vec{m}_{t1} + \vec{m}_{t2} = 256 \text{ g} \angle 157^\circ + 267 \text{ g} \angle 180^\circ = \mathbf{513 \angle 169^\circ} \quad (42)$$

Figura 28: Representação esquemática das massas de teste montadas no plano de balanceamento.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Após a adição das massas de teste, foram coletados os novos sinais de vibração nos mancais 4, 5 e 6, na rotação de 3600 rpm, listados na Tabela 05.

TABELA 05: Sinais de vibração no mancal 4, 5 e 6 nas direções X e Y após adição das massas de teste.

Posição do sensor	Vibração (1x) [$\mu\text{m p-p}$]	Ângulo de Fase θ em graus
4Y	40	43
4X	37	354
5Y	237	26
5X	174	278
6Y	56	290
6X	42	210

FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

3.4.2 CÁLCULO DO VETOR DE CORREÇÃO

Com os valores das amplitudes de vibração no mancal 05 antes e após as massas de teste, torna-se possível aplicar o método do coeficiente de influência para o cálculo do vetor de correção, considerando a desmontagem final das massas de teste. De acordo com as Equações apresentadas na seção 2.8.1, tem-se que:

$$Z_0 = z_0 \angle \theta_0 = 123 \mu\text{m} \angle 47^\circ \quad (43)$$

$$\vec{Z}_1 = z_1 \angle \theta_1 = 191 \mu\text{m} \angle 41^\circ \quad (44)$$

$$\Delta\vec{Z} = \vec{Z}_1 - Z_0 = z_1 \angle \theta_1 - z_0 \angle \theta_0 = 191 \mu\text{m} \angle 41^\circ - 123 \mu\text{m} \angle 47^\circ = 70 \mu\text{m} \angle 30^\circ \quad (45)$$

Calculando o coeficiente de influência, têm-se que:

$$\vec{\alpha} = \frac{\Delta\vec{Z}}{\vec{m}_t} = \frac{70 \mu\text{m} \angle 30^\circ}{513 \text{ g} \angle 169^\circ} = 0,13645 \frac{\mu\text{m}}{\text{g}} \angle 221^\circ \quad (46)$$

Dessa forma, o vetor de correção pode ser calculado pela Equação 25:

$$\vec{m}_c = -\vec{Z}_0 \cdot (\vec{\alpha}^{-1}) = -123 \mu\text{m} \angle 41^\circ \cdot \left(0,13645 \frac{\mu\text{m}}{\text{g}} \angle 221^\circ\right)^{-1} = 902 \text{ g} \angle 6^\circ \quad (47)$$

3.4.3 MONTAGEM DAS MASSAS FINAIS DE CORREÇÃO

De acordo com a modelagem matemática desenvolvida pelo Método do Coeficiente de Influência, a massa a ser montada no plano teria 902 gramas posicionada em um ângulo de 6° . Entretanto, existem duas limitações práticas quanto à montagem de massas de correção.

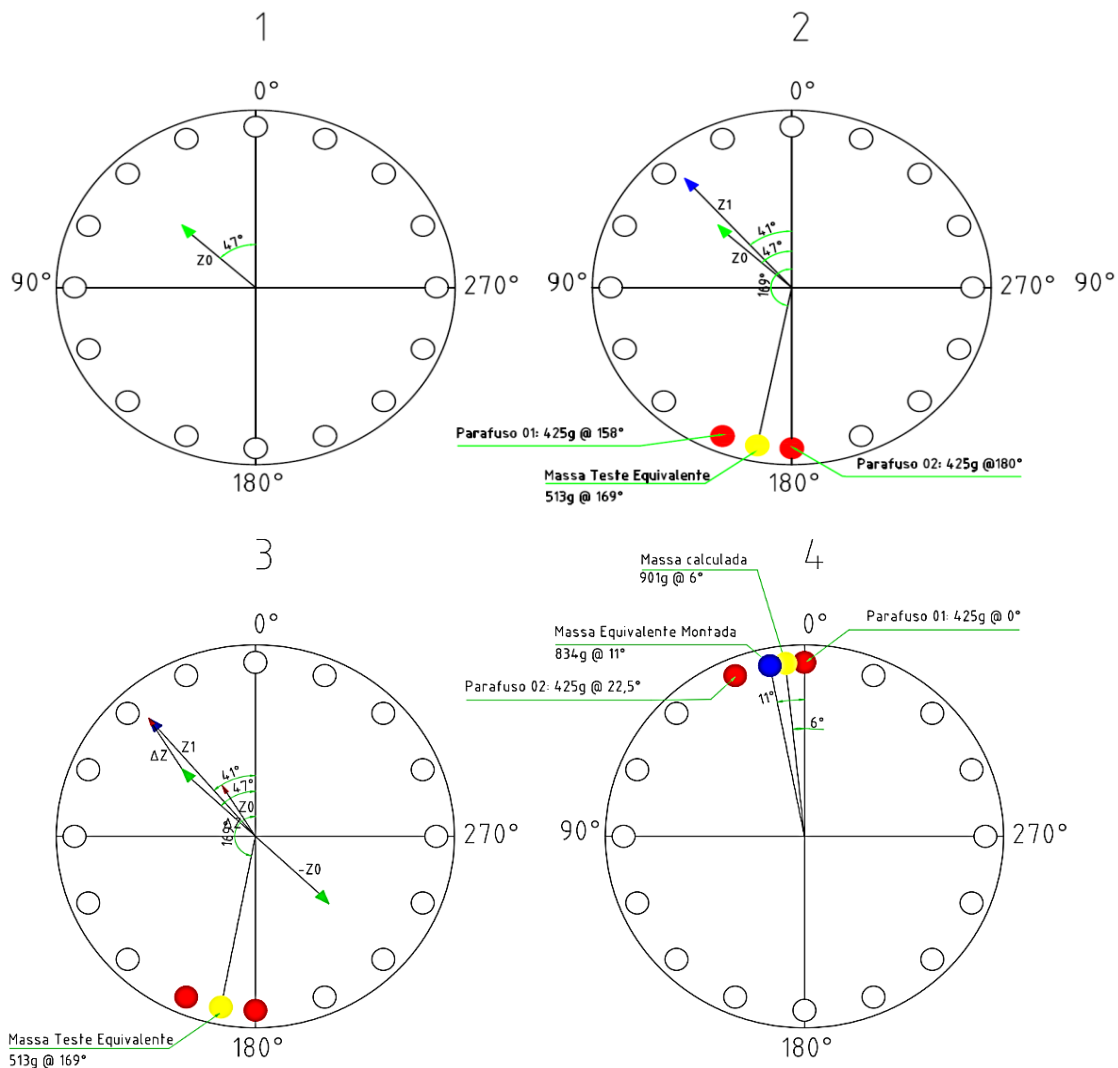
1. As massas dos parafusos são de no máximo 425 gramas, sendo inviável a montagem de uma única massa de 902 gramas.
2. Os ângulos possíveis para a montagem dos parafusos são sempre múltiplos de $22,5^\circ$, tornando também inviável a montagem da massa à 6° .

Dessa maneira, a solução adotada foi a combinação de vetores de correção diferentes com o intuito de se alcançar o valor mais próximo do vetor de correção calculado. Assim, analisando as opções de posição de montagem de massas no plano, chegou-se à decisão de se montar um parafuso na posição de 0° e outro na posição de $22,5^\circ$, ambos com massa de 425 gramas, resultando em um vetor de correção equivalente a montagem de uma massa de 834 gramas na posição de 11° , como calculado na Equação 48.

$$\vec{m}_c = \vec{m}_{c1} + \vec{m}_{c2} = 425 \text{ g} \angle 0^\circ + 425 \text{ g} \angle 22,5^\circ = \mathbf{834 \text{ g} \angle 11^\circ} \quad (48)$$

Na Figura 29, encontra-se a representação vetorial das etapas de balanceamento descritas ao longo desse capítulo.

Figura 29: Representação vetorial do procedimento de balanceamento.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

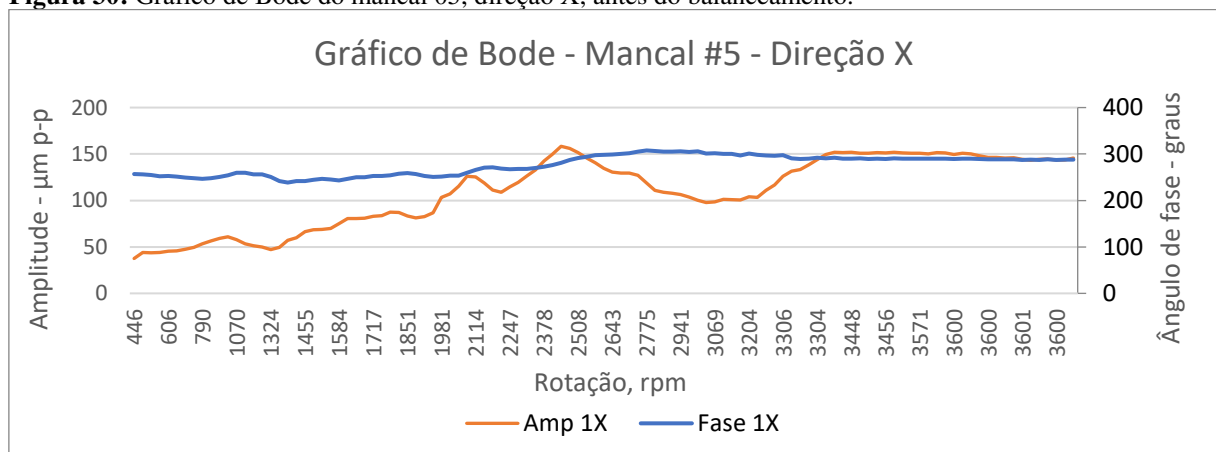
3.5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para se identificar os resultados obtidos com o balanceamento estático do acoplamento, foram comparados os gráficos de Bode, as órbitas de eixo e os espectros do mancal 05 nas direções X e Y. Foi realizado também um estudo do efeito da montagem das massas de correção nos demais mancais da máquina.

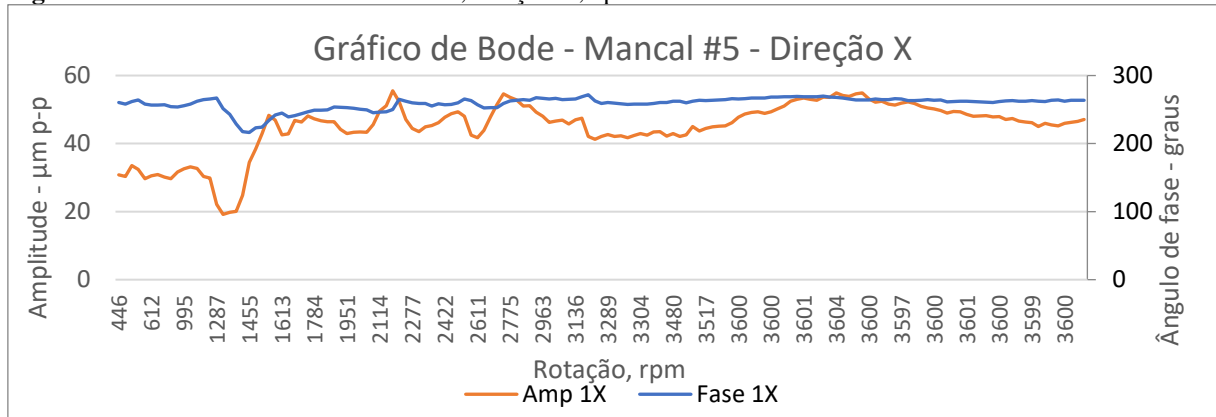
3.5.1 GRÁFICOS DE BODE

Comparando os gráficos de Bode antes e após o balanceamento, nota-se uma grande redução das amplitudes de vibração no mancal 05 ao longo da partida do turbo gerador até atingir carga base, principalmente durante as passagens pelas velocidades críticas do rotor do gerador, correspondentes a 871 rpm e 2414 rpm, respectivamente. Além disso, nota-se que o pico máximo de amplitude na direção X diminuiu de aproximadamente 160 μm p-p para um valor inferior a 60 μm p-p, ou seja, uma redução em torno de 62,5%, como ilustrado nas Figuras 30 e 31. Em se tratando da amplitude na direção Y, o efeito também foi bastante significativo, reduzindo o pico máximo de amplitude de cerca de 180 μm p-p para um valor em torno de 60 μm p-p, representando redução aproximada de 66,7%, ilustrado nas Figuras 32 e 33.

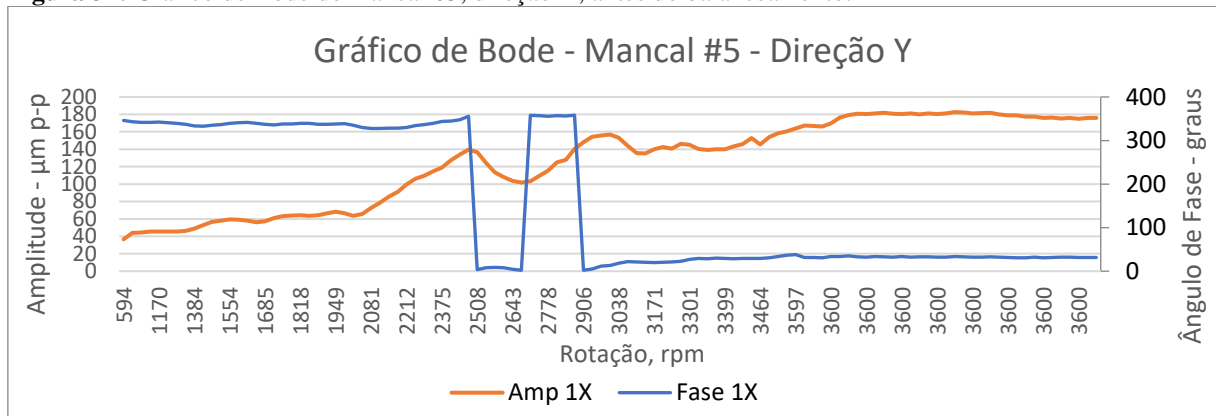
Figura 30: Gráfico de Bode do mancal 05, direção X, antes do balanceamento.



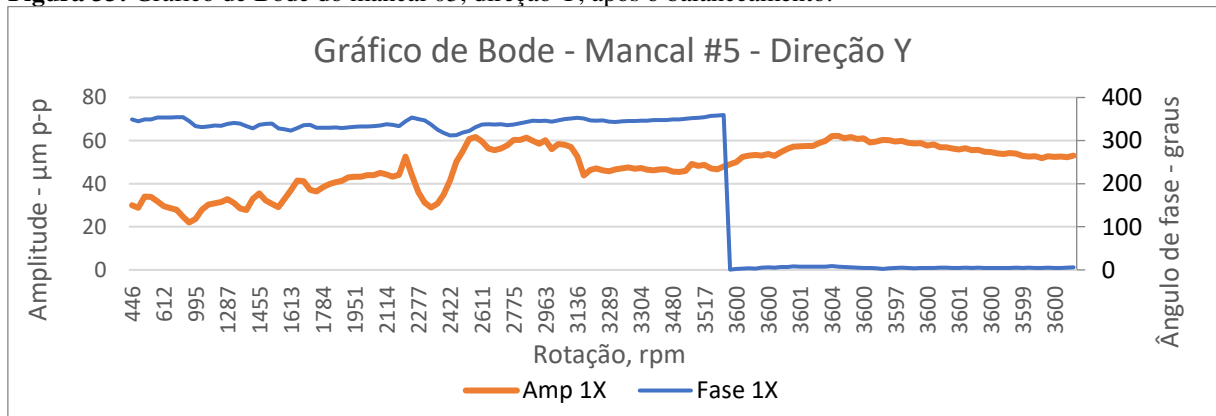
FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Figura 31: Gráfico de Bode do mancal 05, direção X, após o balanceamento.

FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Figura 32: Gráfico de Bode do mancal 05, direção Y, antes do balanceamento.

FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Figura 33: Gráfico de Bode do mancal 05, direção Y, após o balanceamento.

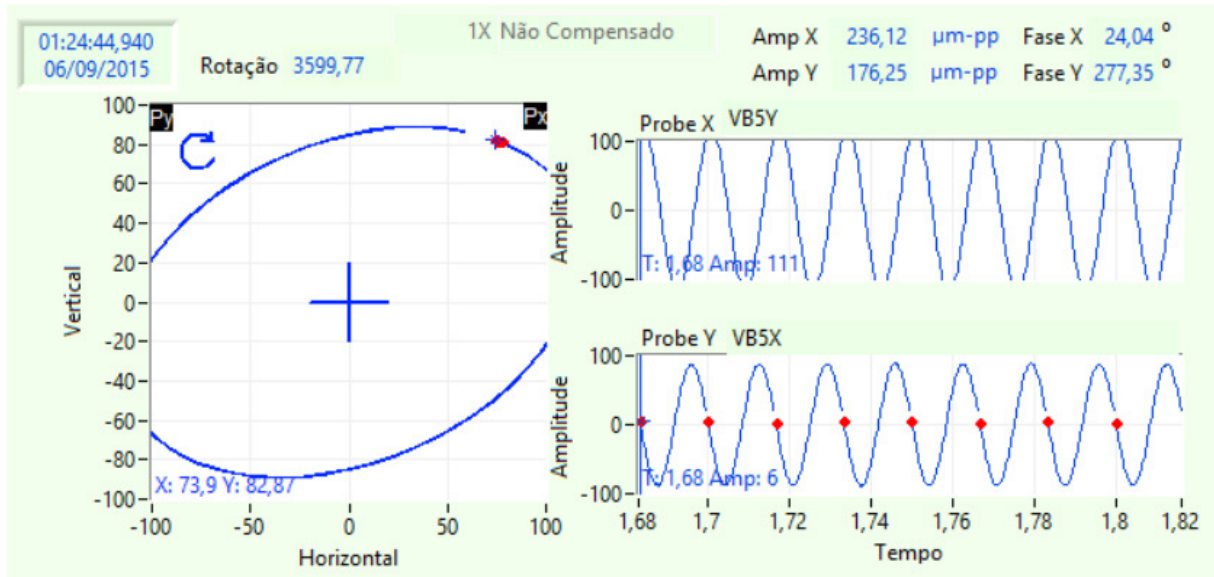
FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

3.5.2 ANÁLISE DE ÓRBITAS

Comparando as trajetórias das órbitas do rotor do gerador no mancal 05 filtrados em 1X antes e depois do balanceamento, percebe-se uma grande redução da excentricidade, compensada pela adição das massas de correção. Além disso, nota-se grande diminuição das amplitudes de deslocamento do centro do veio na direção vertical, que atingiam inicialmente

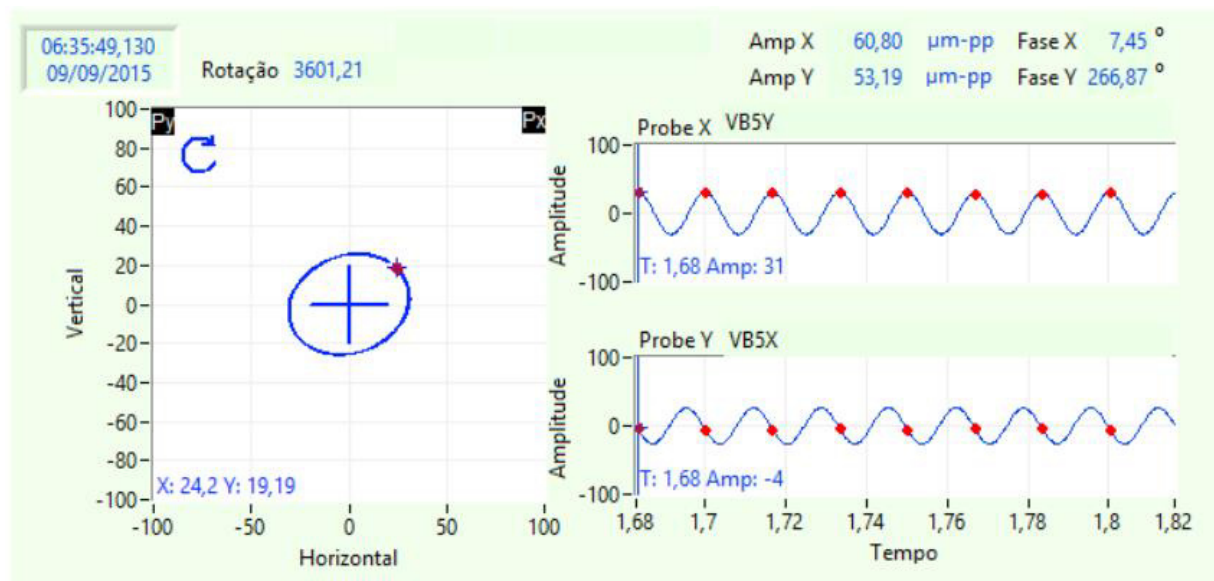
valores superiores a 80 μm p-p, sendo reduzidos a níveis inferiores a 30 μm p-p; e na direção vertical, em que as amplitudes foram reduzidas de 100 μm p-p a valores inferiores a 50 μm p-p, como ilustrado nas Figuras 34 e 35.

Figura 34: Órbita de eixo no mancal 05 antes do balanceamento.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Figura 35: Órbita de eixo no mancal 05 após o balanceamento.



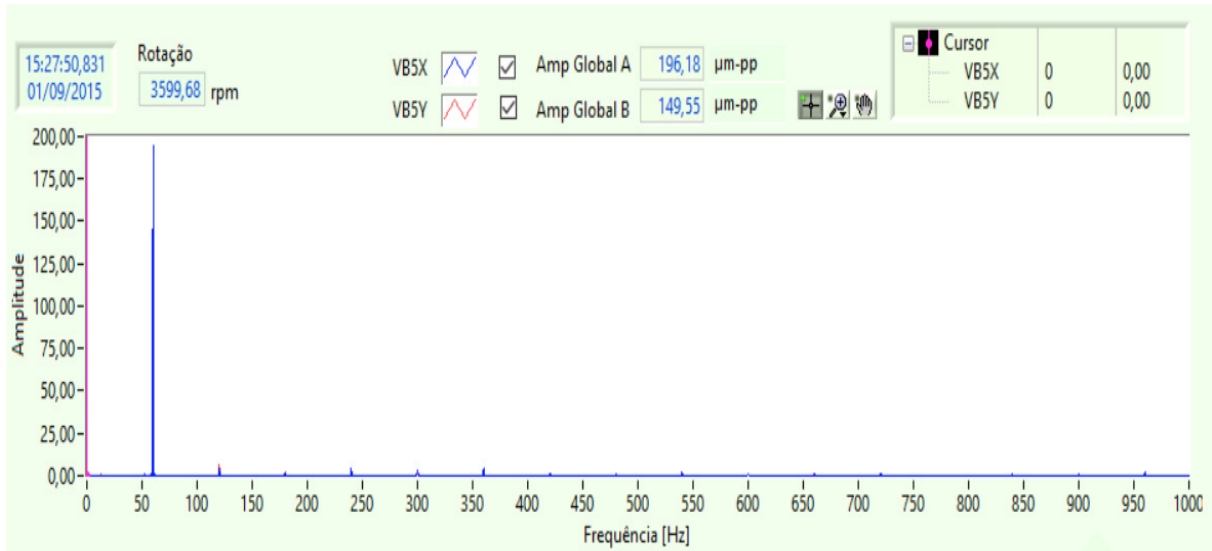
FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

3.5.3 ANÁLISE DE ESPECTROS

Comparando os espectros de vibração do mancal 05 do eixo do gerador na rotação de 3600 rpm, nota-se também uma grande redução da amplitude de vibração na frequência de 1X, equivalente a 60 Hz. No estágio inicial, a amplitude de vibração do referido mancal atingia

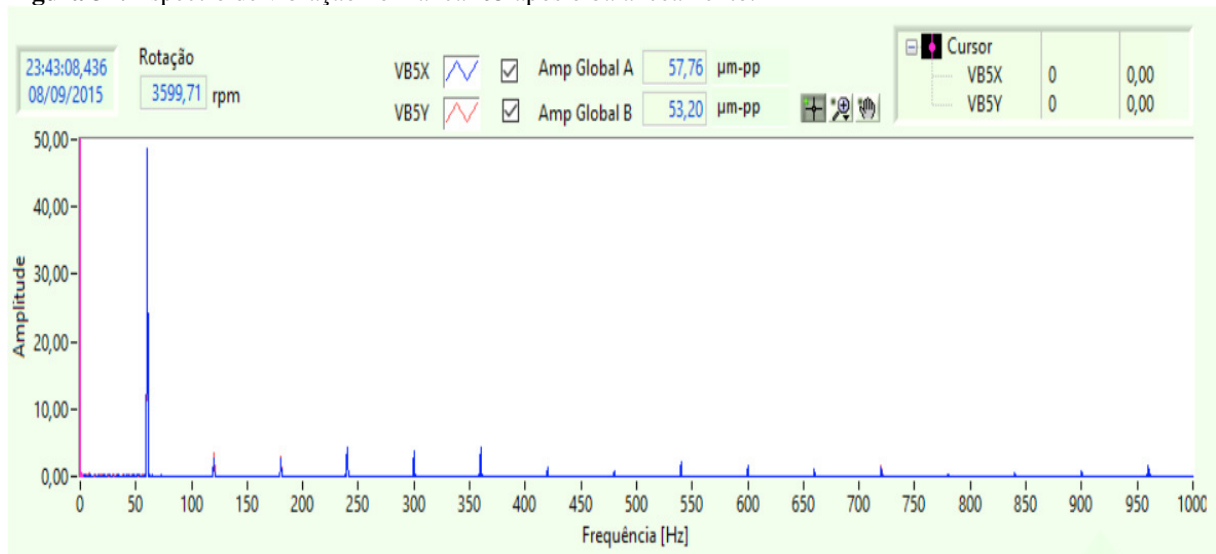
valores próximos a 200 μm p-p. Após o balanceamento, os valores foram reduzidos a níveis inferiores a 50 μm p-p, correspondendo a uma redução percentual de aproximadamente 75%, como ilustrado nos espectros das Figuras 36 e 37.

Figura 36: Espectro de vibração no mancal 05 antes do balanceamento.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

Figura 37: Espectro de vibração no mancal 05 após o balanceamento.



FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

3.5.4 EFEITO DO BALANCEAMENTO NOS DEMAIS MANCAIS

Após o balanceamento, foi realizada uma comparação entre as amplitudes de vibração iniciais e finais em todos os mancais, nas direções X e Y, para se certificar que, após o balanceamento do acoplamento com a consequente montagem das massas de correção, não houve nenhuma variação positiva significativa nos demais mancais, mostrado na Tabela 06.

Tabela 06: Variação Percentual das amplitudes de vibrações em todos os mancais do turbo gerador após o balanceamento.

Condição de Carga Total do Turbo Gerador		Valores Limites [$\mu\text{m p-p}$]		Antes do Balanceamento	Após Balanceamento	Variação Percentual
KKS - TAG	Descrição	Alarme	Limite	16/07/2015	09/09/2015	
32MAD11 CY041/VB1X	Vibração no mancal #1, direção X	150,0	240,0	136,1	136,7	0,4%
32MAD11 CY042/VB1Y	Vibração no mancal #1, direção Y	150,0	240,0	119,5	120,8	1,1%
32MAD12 CY041/VB2X	Vibração no mancal #2, direção X	150,0	240,0	92,4	83,5	-9,6%
32MAD12 CY042/VB2Y	Vibração no mancal #2, direção Y	150,0	240,0	72,6	63,9	-12,0%
32MAD12 CY043/VB3X	Vibração no mancal #3, direção X	150,0	240,0	32,8	55,7	69,8%
32MAD12 CY044/VB3Y	Vibração no mancal #3, direção Y	150,0	240,0	44,7	57,7	29,1%
32MAD13 CY041/VB4X	Vibração no mancal #4, direção X	150,0	240,0	43,0	45,9	6,7%
32MAD13 CY042/VB4Y	Vibração no mancal #4, direção Y	150,0	240,0	21,3	27,8	30,5%
32MKD11 CY041/VB5X	Vibração no mancal #5, direção X	150,0	240,0	159,3	59,6	-62,6%
32MKD11 CY042/VB5Y	Vibração no mancal #5, direção Y	150,0	240,0	186,2	63,1	-66,1%
32MKD12 CY041/VB6X	Vibração no mancal #6, direção X	150,0	240,0	39,8	40,5	1,8%
32MKD12 CY042/VB6Y	Vibração no mancal #6, direção Y	150,0	240,0	55,7	46,9	-15,8%
32MKD15 CY041/VB7X	Vibração no mancal #7, direção X	150,0	240,0	31,4	22,6	-28,0%
32MKD15 CY042/VB7Y	Vibração no mancal #7, direção Y	150,0	240,0	30,4	20,3	-33,2%

FONTE: PRÓPRIO AUTOR.

4. CONCLUSÃO

Por meio desse trabalho, notou-se a eficácia do uso do método do coeficiente de influência para o balanceamento estático do acoplamento usado para acoplar o eixo da turbina de baixa pressão ao eixo do gerador elétrico do turbo gerador em questão, mesmo com as limitações de valores de massa e posição dos pesos de correção, que são inerentes ao projeto do acoplamento. Após a montagem das massas de correção, os níveis de vibração tanto no mancal 05 quanto nos mancais próximos ao acoplamento sofreram drásticas reduções, mantendo todos eles dentro dos limites de operação recomendados pelo fabricante do equipamento.

Esse trabalho também permitiu a ratificação da importância e da efetividade de todas as técnicas de análise e monitoramento de vibrações e de dinâmica de rotores abordadas, usadas inicialmente para o diagnóstico do desbalanceamento no acoplamento e, em seguida, usadas para comprovar a eficiência do balanceamento do acoplamento pelo método do coeficiente de influência.

É importante também salientar a necessidade de, em máquinas com rotores flexíveis, se observar o comportamento das amplitudes de vibração ao longo de partidas e paradas do equipamento, situações em que, no caso do rotor em estudo, atravessa duas velocidades críticas até que a máquina alcance sua respectiva velocidade de rotação para operação demandada pelo processo.

5. BIBLIOGRAFIA

- RADES, MIRCEA. **Dynamics of Machinery I**. Bucharest: Printech, 2007. 283p.
- RADES, MIRCEA. **Dynamics of Machinery II**. Bucharest: Printech, 2008. 233p.
- RADES, MIRCEA. **Dynamics of Machinery III**. Bucharest: Printech, 2009. 287p.
- JUNIOR, MAURICE L. ADAMS. **Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting**. New York: Marcel Dekker, 2001. 371p
- JR, EARL LOGAN; ROY RAMENDRA. **Handbook of turbomachinery**. New York: Marcel Dekker, 2003. 905p.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION. **ISO 1940-1: Mechanical Vibration – Balance Quality Requirements for Rotor in a Constant State**. Genebra, 2003. 36p.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION. **ISO 1979-1: Mechanical Vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria**. Genebra, 1996. 16p.
- COELHO, GABRIEL ANGELO TANCREDI. **Balanceamento dinâmico de um simulador de máquinas rotativas**. 2013. 44f. Projeto de Graduação - Curso de Graduação em Engenharia Naval, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.
- SILVA, DERICK HENRIQUE DE JESUS. **Processamento de sinais para monitoramento de vibrações em unidades geradoras hidrelétricas**. 2013. 136f. Dissertação (Mestrado) – Curso de pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013.
- JUNIOR, JOILSON DE SOUSA RANGEL. **Análise rotodinâmica de equipamentos sujeitos desbalanceamento estático, dinâmico e modal**. 2008. 91p. Dissertação (Mestrado) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.
- JUNIOR, MAURICE L. ADAMS. **Rotating Machinery Vibration**. New York: Marcel Dekker, 2000. 371p.
- EUROPEAN SOCIAL FUND, 2012, Ostrava: **Vibration Diagnostics**. 114p.
- FOX, RANDY, ET AL., Mumbai: **Tutorium on Balancing Principles with Application**: IRD Mechanicals, Inc.
- GUNTER, EDGAR J. **Understanding Amplitude and Phase in Rotating Machinery**. Harrisburg. 2009. 20p. Department of Mechanical and Aerospace. Engineering University of Virginia. Disponível em: <https://www.researchgate.net/profile/Edgar_Gunter/publication/268444020_UNDERSTANDING_AMPLITUDE_AND_PHASE_IN_ROTATING_MACHINERY/links/546b34ce0cf2397f7831b441/UNDERSTANDING-AMPLITUDE-AND-PHASE-IN-ROTATING-MACHINERY.pdf>. Acessado em: 30/10/2017.