

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

FILIPPE HOLMANN OLIVEIRA

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE EIXOS EM BOMBAS HIDRÁULICAS  
CENTRÍFUGAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GUARAPUAVA  
2017

FILIFE HOLMANN OLIVEIRA

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE EIXOS EM BOMBAS HIDRÁULICAS  
CENTRÍFUGAS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina TCC 2, do Curso Superior de Engenharia Mecânica - COEME - da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR, como requisito para obtenção do título de Bacharel.

Orientadora: Profa. Dra. Denise Alves Ramalho

GUARAPUAVA  
2017



---

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

### **ANÁLISE DE VIBRAÇÃO APLICADA A UMA BOMBA HIDRÁULICA**

por

**FILIFE HOLMANN OLIVEIRA**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 29 de junho de 2017 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

---

Dr.<sup>a</sup> Denise Alves Ramalho  
Prof.<sup>a</sup> Orientadora

---

Dr. Sérgio Dalmás  
Membro titular

---

Dr.<sup>a</sup> Raquel da Cunha Ribeiro da Silva  
Membro titular

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Profa. Dra. Denise Alves Ramalho pela sua dedicação e pela orientação deste trabalho e, por meio dela, eu me reporto perante a toda a comunidade da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) pelo apoio incondicional.

Agradeço aos professores da banca examinadora pela atenção e contribuição dedicadas a este estudo.

Gostaria de deixar registrado também, o meu reconhecimento à minha família, pois acredito que sem o apoio deles seria muito difícil vencer esse desafio. E por último, e nem por isso menos importante, agradeço a minha noiva Emanuelli Almeida, pelo carinho, ajuda, amor e compreensão.

## RESUMO

A utilização de eixos é essencial para a maioria das máquinas, com eles o torque pode ser transmitido para o local onde quer ser utilizado. Um eixo que esteja desbalanceado influencia muito no desempenho da máquina, além da segurança de pessoas por perto, principalmente quando a vibração provoca o efeito dos componentes harmônicos. Por isso é muito importante sempre estar com os eixos balanceados, para que não ocorra nenhum acidente. Infelizmente não existe um balanceamento perfeito em aplicações reais, tendo que chegar ao menor desbalanceamento possível, ou seja, o indicado pela norma ABNT NBR 8008.

**Palavras-chave:** Eixos. Balanceamento de rotores. Vibração de eixos.

## **ABSTRACT**

The use of shafts is essential for most of the machines, which can transmit torque for the local where it is necessary. An unbalanced shaft influences a lot the performance of the machine, and can be unsafe for people around, specially when occurs the ressonance or harmonics at the components. So, it is very importante the shafts being very well balanced, avoiding any accident. Unfortunately, it doesn't exist a perfect balancing in real systems, being necessary achieve the acceptable unbalance, indicated by tecnichal standard ABNT NBR 8008.

**Key-words:** Shaft. Rotors balancing. Shaft vibrations

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Eixo Cardã .....	13
Figura 2 - Ponte de Tacoma em modo de ressonância torcional .....	18
Figura 3 - Viga sob carga estática .....	19
Figura 4 – Representação de uma máquina rotativa.....	21
Figura 5 - Massas excêntricas .....	21
Figura 6 - Variação de $MX/me$ com $r$ .....	22
Figura 7 - Corpo rígido em um plano .....	23
Figura 8 - Eixo com desbalanceamento estático .....	24
Figura 9 - Eixo com desbalanceamento dinâmico .....	25
Figura 10 - Desbalanceamento estático .....	25
Figura 11 - Desbalanceamento dinâmico .....	26
Figura 12 - Desbalanceamento conjugado .....	26
Figura 13 - Máximo desbalanceamento residual permissível específico .....	28
Figura 14 - Esquema de uma bomba centrífuga .....	30
Figura 15 - Aparelho Fluke 810 Vibration tester .....	32
Figura 16 - Bomba hidráulica centrífuga e motor acoplado.....	32
Figura 17 - Posições para prender o sensor magnético .....	33
Figura 18 - 4 Posições do sensor magnético.....	33

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Grau de Qualidade de balanceamento para diversos tipos .....	27
Tabela 2 - Falha não padronizada detectada .....	46
Tabela 3 - Folga ou desgaste no rolamento da extremidade livre do motor .....	47
Tabela 4 - Folga ou desgaste no rolamento da extremidade movida do motor .....	48
Tabela 5 - Folga na extremidade livre da bomba ou no rolamento .....	49
Tabela 6 - Valores úteis para a Norma .....	50



## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Tensão alternada.....	14
Gráfico 2 – Tensão repetida.....	14
Gráfico 3 – Tensão pulsante .....	15
Gráfico 4 - Local 1, faixa alta no eixo axial .....	34
Gráfico 5 - Local 1, faixa alta no eixo tangencial .....	35
Gráfico 6 - Local 1, faixa alta no eixo radial.....	35
Gráfico 7 - Local 1, faixa baixa no eixo axial .....	36
Gráfico 8 - Local 1, faixa baixa no eixo tangencial .....	36
Gráfico 9 - Local 1, faixa baixa no eixo radial.....	37
Gráfico 10 - Local 2, faixa alta no eixo axial .....	37
Gráfico 11 - Local 2, faixa alta no eixo tangencial .....	38
Gráfico 12 - Local 2, faixa alta no eixo radial.....	38
Gráfico 13 - Local 2, faixa baixa no eixo axial .....	39
Gráfico 14 - Local 2, faixa baixa no eixo tangencial .....	39
Gráfico 15 - Local 2, faixa baixa no eixo radial.....	40
Gráfico 16 - Local 3, faixa alta no eixo axial .....	40
Gráfico 17 - Local 3, faixa alta no eixo tangencia.....	41
Gráfico 18 - Local 3, faixa alta no eixo radial.....	41
Gráfico 19 - Local 3, faixa baixa no eixo axial .....	42
Gráfico 20 - Local 3, faixa baixa no eixo tangencial .....	42
Gráfico 21 - Local 3, faixa baixa no eixo radial.....	43
Gráfico 22 - Local 4, faixa alta no eixo axial .....	43
Gráfico 23 - Local 4, faixa alta no eixo tangencial .....	44
Gráfico 24 - Local 4, faixa alta no eixo radial.....	44
Gráfico 25 - Local 4, faixa baixa no eixo axial .....	45
Gráfico 26 - Local 4, faixa baixa no eixo tangencial .....	45
Gráfico 27 - Local 4, faixa baixa no eixo radial.....	46

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $\sigma_a$  Tensão de flexão alternada
- $\sigma_m$  Tensão de flexão média
- $\sigma_{max}$  Tensão máxima
- $\sigma_{min}$  Tensão mínima
- $K_f$  Fator de concentração de tensão de fadiga por flexão para componente média
- $K_{fm}$  Fator de concentração de tensão de fadiga por flexão para componente alternada
- $I$  Momento de inércia
- $M_a$  Momento fletor para componente alternada
- $M_m$  Momento fletor para componente média
- $c$
- $\tau_a$  Tensão torcional de cisalhamento alternante
- $\tau_m$  Tensão torcional de cisalhamento média
- $K_{fs}$  Fator de concentração de tensão torcional de fadiga para componente alternada
- $K_{fsm}$  Fator de concentração de tensão torcional de fadiga para componente média
- $T_a$  Torque da componente alternada
- $T_m$  Torque da componente média
- $J$  Momento de inércia polar
- $V_{max}$  Energia potencial do sistema
- $m$  Massa
- $M$  Massa do sistema
- $g$  Aceleração da gravidade
- $w$  Deformação estática
- $T_{max}$  Energia cinética do sistema
- $\omega_n$  Frequência natural
- $\omega$  Velocidade angular
- $P$  Carga
- $E$  Módulo de elasticidade
- $k$  Constante de rigidez
- $c$  Constante de amortecimento
- $X$  Amplitude
- $\varphi$  Ângulo de fase
- $\zeta$  Fator de amortecimento
- $r$  Razão de frequência
- $H$  Resposta em frequência complexa
- $F_c$  Força centrípeta
- $G$  Grau de qualidade de balanceamento
- $e_{per}$  Desbalanceamento residual permissível específico
- $U_{per}$  Desbalanceamento residual admissível

## SUMÁRIO

<b>1.INTRODUÇÃO</b> .....	<b>10</b>
<b>2.OBJETIVOS</b> .....	<b>11</b>
<b>3.FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>12</b>
3.1 EIXOS .....	12
3.1.1 Tensão no eixo .....	13
3.2 VIBRAÇÃO .....	16
3.2.1 Frequência Natural .....	17
3.3 CONTROLE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS .....	19
3.3.1 Resposta de um sistema amortecido ao desbalanceamento rotativo .....	20
3.4 CONCEITO DE GRAU DE LIBERDADE .....	23
3.5 BALANCEAMENTO.....	23
3.6 NORMAS .....	26
3.7 BOMBAS HIDRÁULICAS .....	29
<b>4.MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>31</b>
4.1 EXPERIMENTO 1 .....	31
<b>5.RESULTADOS</b> .....	<b>34</b>
5.1 LOCAL 1 .....	34
5.2 LOCAL 2 .....	37
5.3 LOCAL 3 .....	40
5.4 LOCAL 4 .....	43
5.5 FALHAS .....	46
5.6 CONFORMIDADE COM A NORMA.....	49
<b>6.CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO</b> .....	<b>51</b>
6.1 CONCLUSÕES.....	51
6.2 SUGESTÕES.....	51
<b>7.REFERÊNCIAS</b> .....	<b>52</b>

## 1. INTRODUÇÃO

O desbalanceamento é um problema muito comum em qualquer máquina, principalmente as que possuem eixos. Mesmo que ele seja imperceptível há perdas de energia, eficiência, dinheiro, segurança, entre outros, além de causar danos em outros elementos da máquina. A vibração ocasionada pelo desbalanceamento é o principal efeito para esses problemas, portanto deve ser controlado. Porém é muito difícil de conseguir anular totalmente, devido a pequenas imperfeições na estrutura do eixo. Esse problema acontece principalmente devido às diferenças entre a distância do centro do eixo até a sua superfície, na hora da produção. Para minimizar essas diferenças o acabamento é fundamental, mas quanto melhor o acabamento mais caro será a peça. Então deve ter um equilíbrio entre o custo e o benefício.

Cada vez mais o balanceamento dos eixos de máquinas deve ser aperfeiçoado, diminuindo as tolerâncias de desbalanceamento. Isso acontece devido à necessidade de aumentar as velocidades de rotação. Sabendo que quanto maiores são essas velocidades, maiores serão as consequências de uma falha devida a um desbalanceamento. Em baixas rotações, o desbalanceamento é quase imperceptível, porém, em determinadas faixas de rotação, há muita vibração, correndo o risco do material do eixo não suportar as tensões e falhar.

Por essas razões o desbalanceamento deve ser melhorado através de estudos que aperfeiçoem os métodos de manutenção preventiva e preditiva, a produção e o controle da vibração. Para ter um controle de qual é a vibração e o desbalanceamento existe a norma NBR 8008, que estabelece parâmetros que dizem o máximo desbalanceamento aceitável. Por isso, realizou-se um teste com um aparelho que mede a vibração do eixo, afim de comparar e analisar se a norma é mesmo adequada.

## 2. OBJETIVOS

Os objetivos do presente trabalho são:

- Analisar experimentalmente a vibração de uma bomba hidráulica centrífuga, a qual possui a rotação de um eixo, através de um aparelho de medição;
- Balancear o eixo até o que é considerado aceitável para a NBR 8008;
- Analisar se essa vibração aceitável é mesmo adequada e eficiente.

É de grande importância para as máquinas que utilizam eixos rotativos o correto balanceamento, ao menos até o nível aceitável proposto pela ABNT. Por tanto, é necessário melhorar e facilitar os meios de realizar este balanceamento, e é esse o objetivo principal, buscar novas formas para diminuir o desbalanceamento até o nível aceitável sem aumentar os custos gerados.

Pensando nisso, este trabalho apresenta o comportamento das tensões geradas em eixos desbalanceados, como ocorre a vibração, formas de melhorar o balanceamento dos eixos rotativos por meio de um medidor de vibrações. Analisa meios de diminuir a diferença entre o balanceamento ideal e o prático. O balanceamento ideal será considerado como o mínimo desbalanceamento pela NBR 8008 e o prático através do testador de vibração. Com esses dois meios pode-se comparar e verificar se a norma é adequada.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Antes de ser iniciado o contexto de balanceamento, se faz necessário uma introdução sobre os eixos desde o que são, até as tensões e cargas às quais o eixo é exposto. Há também uma breve introdução sobre vibração.

#### 3.1 EIXOS

Basicamente a função de um eixo é transmitir o movimento de rotação e torque de uma posição para outra. Geralmente da parte motora, ou seja, a que irá gerar o movimento de rotação através de motores até a parte movida que pode ser o destino final ou algum outro elemento mecânico, como transmissões, engrenagens, etc.

Segundo Norton (2013, 574p.) “os eixos são montados em mancais em configuração biapoiada (montagem de sela), em balanço ou saliente, dependendo da configuração da máquina”.

A classificação dos eixos pode ser por meio da seção transversal, podendo ser:

- Maciço;
- Vazados;
- Cônicos;
- Roscados;
- Ranhurados;
- Flexíveis.

O foco deste trabalho será de eixos maciços, como o mostrado na Figura 1, um eixo de transmissão de um caminhão, ligado por cardãs em ambos os lados:



**Figura 1 - Eixo Cardã**  
**Fonte: Site Soluções Industriais**

### 3.1.1 Tensão no eixo

Para o completo entendimento dos eixos, um tema fundamental são as tensões envolvidas. Então será apresentada uma breve introdução sobre alguns temas relevantes.

O ideal para eixos é que a seção transversal seja uniforme, ou seja, sem rasgos, furos ou ranhuras. Porém é muito difícil de projetar um sem essas especificações, pois, para fixar elementos como engrenagens, polias, mancais, etc, se faz necessário utilizar chavetas, pinos e anéis retentores. Em alguns casos, os elementos podem ser fixados com pressão, para evitar esses degraus no eixo.

A importância de um eixo com seção transversal uniforme são os concentradores de tensão, que diminuem a resistência e propiciam a fadiga. Sempre que mudanças no tamanho da seção transversal forem necessárias, deve ser usado o maior raio de transição possível, a fim de diminuir a concentração de tensão. Mesmo utilizando a fixação por pressão, haverá uma pequena concentração de tensão na região, devendo-se cuidar com a possibilidade de corrosão.

Além da concentração de tensão, quanto mais uniforme for a seção transversal do eixo e quanto menor o número de elementos fixados ao eixo, menor será a possibilidade de desbalanceamento do, por menor que seja a diferença de massa distribuída ao redor do eixo, essa pequena diferença será ampliada com a rotação. Para

determinadas rotações, a vibração será muito grande. Por isso, a cada mudança realizada no eixo, o balanceamento sempre deverá ser feito.

Com o eixo em funcionamento, a tensão irá oscilar com o tempo, e essa oscilação será em uma forma senoidal. Com isso, pode-se visualizar a tensão média e a tensão alternada. Os gráficos 1, 2 e 3 mostram três funções comuns em eixos, na alternada o valor médio é zero, na repetida o valor médio é igual a componente alternada e na pulsante todos os valores são distintos, este último é o caso mais geral.

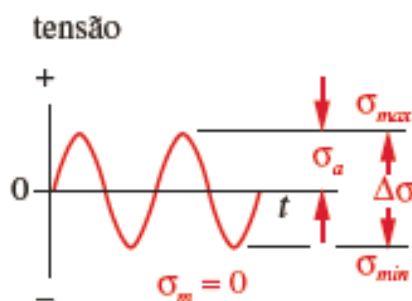


Gráfico 1 – Tensão alternada  
Fonte: NORTON

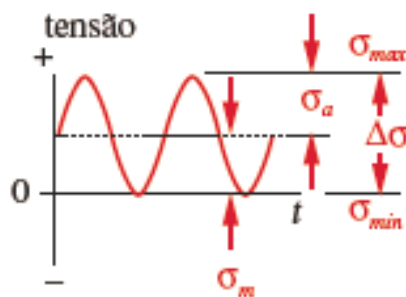
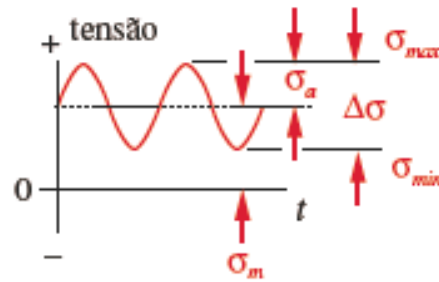


Gráfico 2 – Tensão repetida  
Fonte: NORTON





**Gráfico 3 – Tensão pulsante**  
**Fonte: Norton**

Com os gráficos apresentados, agora pode-se entender as tensões de flexão alternada e média, que são dadas pelas equações 1 e 2, respectivamente:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2)$$

Da mesma forma, a tensão torcional pode ser representada por alternada e média. Outras equações das tensões de flexão são:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad (3)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{M_m c}{I} \quad (4)$$

Onde  $K_f$  e  $K_{fm}$  são fatores de concentração de tensão de fadiga por flexão para componentes alternada e média, respectivamente e  $I$  é o momento de inércia. Para eixos de seção transversal sólida redonda:

$$c = r = \frac{d}{2} \quad (5)$$

$$I = \frac{\pi d^2}{64} \quad (6)$$

E as tensões torcionais de cisalhamento alternada e média são dadas por:

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a r}{J} \quad (7)$$

$$\tau_m = K_{fsm} \frac{T_m r}{J} \quad (8)$$

Onde  $K_{fs}$  e  $K_{fsm}$  são fatores de concentração de tensão torcional de fadiga para componentes alternada e média, respectivamente e  $J$  é o momento polar de inércia. O qual, para as condições anteriormente citadas, é dado por:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (9)$$

### 3.2 VIBRAÇÃO

Segundo FRANCO (2010), “através do estudo e modelagem de máquinas rotativas, é possível concluir que algumas das principais fontes de vibrações são o desbalanceamento, empenamento e desalinhamento”. (FRANCO, 2010, p. 1)

Este trabalho irá focar na vibração de fontes de desbalanceamento. Será apresentada uma introdução sobre vibrações, a fim de um melhor entendimento posterior.

Góz e da Silva (p. 4) definem vibração como a resposta de um elemento mecânico submetido às excitações dinâmicas. Onde excitação dinâmica deve ser entendida como qualquer esforço não constante, ou seja, quando existe uma variação desse esforço com o tempo, podendo ser de forma regular ou aleatória. O comportamento vibratório de uma máquina depende muito de seu projeto e de sua montagem.

Rao (p. 308) estabelece que a vibração ocorre quando existe uma massa excêntrica ou desbalanceada sobre um disco rotativo, que pode ser aceitável até certo nível. Se estiver além do limite aceitável, esta pode reduzir a vibração removendo a

massa excêntrica ou adicionando uma massa igual em outra posição para cancelar o desbalanceamento.

O desbalanceamento pode ocorrer por defeitos na usinagem, parafusos e pinos com massas diferentes, soldas mal feitas, montagem inadequada, ou quaisquer outros elementos que estejam fixados no eixo que causem alguma mudança no centro de massa.

No caso de um defeito, deve-se encontrar a origem da falha, para que se possa corrigi-la. Porém, uma máquina rotativa perfeita não produziria vibrações, mas o custo para tentar deixá-la o mais perto da perfeição seria muito alto.

Wowk (1991) entende que a questão remanescente é qual a severidade do defeito e o quanto o projeto deve tolerá-lo. Então algum nível de vibração é aceitável para qualquer máquina, desde que sempre esteja dentro das normas.

### 3.2.1 Frequência Natural

Quando um sistema oscila com uma frequência que irá gerar uma amplitude máxima, é dito que o sistema está oscilando na sua frequência natural. Quando isso ocorre, o sistema entra em ressonância. Neste caso, até mesmo pequenas excitações irão ocasionar vibrações de grande amplitude, pois o sistema armazena energia vibracional. Esta frequência está relacionada com as características do sistema.

Um exemplo clássico da ressonância, como cita Greco (2008, p. 3.9) é a ponte de Tacoma, situada sobre o estreito de Tacoma no estado de Washington – EUA, que colapsou em 1940. O evento foi filmado e está disponível na internet. Depois do acidente, foi constatado que a causa do acidente foi um vento de 65 km por hora. Numa pequena oscilação da ponte, surgiram vórtices de vento alternados, ora em cima, ora embaixo, que aumentavam a amplitude do movimento até que a ponte não resistiu e ruiu. Como mostra a Figura 2:



**Figura 2 - Ponte de Tacoma em modo de ressonância torcional**  
**Fonte: GRECO**

Segundo Shigley (1969), se um sistema, após um distúrbio inicial, é deixado para vibrar por si próprio, a frequência com a qual ele oscila, sem a presença de forças externas, é conhecida como frequência natural. Um sistema vibratório com  $n$  graus de liberdade normalmente terá  $n$  frequências naturais diferentes.

Na análise da frequência natural de eixos, devem ser conhecidos os elementos que serão fixados no eixo, como polias, engrenagens, volantes, etc. Qualquer elemento fixado ao eixo irá induzir alguma carga.

“A energia potencial do sistema é a energia de deformação do eixo defletido, que é igual ao trabalho realizado pelas cargas estáticas.” (RAO, pg. 254). Assim:

$$V_{max} = \frac{1}{2} (m_1 g w_1^2 + m_2 g w_2^2 + \dots) \quad (10)$$

Onde  $m_i g$  é a carga estática resultante da massa  $m_i$  e  $w_i$  é a deflexão estática total da massa  $m_i$  resultante de todas as massas. Considerando como uma oscilação harmônica, a energia cinética máxima devido às massas é:

$$T_{max} = \frac{\omega^2}{2} (m_1 w_1^2 + m_2 w_2^2 + \dots) \quad (11)$$

Onde  $\omega_n$  é a frequência natural de oscilação. Igualando  $V_{max}$  e  $T_{max}$ :

$$\omega_n = \left\{ \frac{m_1 g w_1^2 + m_2 g w_2^2 + \dots}{m_1 w_1^2 + m_2 w_2^2 + \dots} \right\}^{1/2} \quad (12)$$

Pela teoria de resistência dos materiais, considerando o eixo como uma viga, a deflexão da viga sob uma carga estática  $P$  é mostrada na Figura 3 é dada por:

$$w(x) = \begin{cases} \frac{Pbx}{6EI} (l^2 - b^2 - x^2); & 0 \leq x \leq a \\ -\frac{Pa(l-x)}{6EI} [a^2 + x^2 - 2lx]; & a \leq x \leq l \end{cases} \quad (13)$$

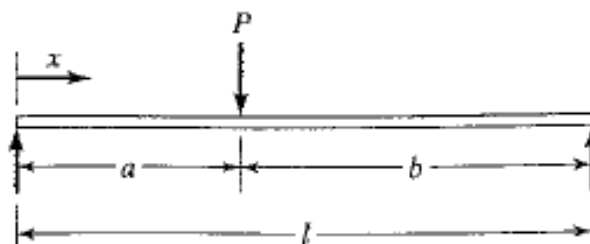


Figura 3 - Viga sob carga estática  
Fonte: RAO

### 3.3 CONTROLE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

Quando a frequência de excitação se aproxima da frequência natural do sistema, ocorre o fenômeno de ressonância, o qual causa grandes deslocamentos e amplificar a vibração. Na maioria dos casos isso é algo indesejável que provoca tensões e deformações que podem causar fraturas.

Segundo Silva (2012, p. 17) a frequência de excitação não pode muitas vezes ser controlada, sendo impostas pelos requerimentos de caráter funcional do sistema, como por exemplo a rotação do eixo. Portanto, é necessário controlar o valor das frequências naturais do sistema para que não coincida com a frequência de excitação e gere a ressonância.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (14)$$

Para controlar a frequência natural, pela equação (14), fica claro que pode ser alterada tanto a constante de rigidez  $k$  tanto quanto a massa  $m$ . Em muitos casos, não

é possível mudar o valor da massa, pois ele já é pré-estabelecido. Portanto é a rigidez do sistema que é o parâmetro a ser controlado. Por exemplo em um eixo rotor a rigidez pode ser modificada através dos pontos de apoio utilizando mancais.

Outro parâmetro que influencia na frequência natural, é geralmente desprezado para simplificar a análise de um sistema, é o amortecimento. Segundo Silva (2012), todos os sistemas mecânicos reais possuem algum grau de amortecimento e sua presença resulta em grande ajuda na maior parte dos casos. E ainda cita que:

“Quando um sistema é amortecido sempre limita a amplitude da vibração. Se a força ou forças de excitação são de frequências conhecidas, será possível evitar as ressonâncias alterando a frequência natural do sistema. Contudo, no caso do sistema ter que operar numa determinada série de velocidades (como no caso de um motor elétrico de velocidade variável ou de um motor de combustão), pode não ser possível evitar a ressonância como um todo, devido à série de condições de operação.” (Silva, p. 18, 2012)

### 3.3.1 Resposta de um sistema amortecido ao desbalanceamento rotativo

Singiresu Rao (p. 113) apresenta um modelo simplificado de uma máquina rotativa desbalanceada, Figura 4, onde a massa total do sistema é dada por  $M$  e há duas massas excêntricas  $m/2$ , que giram em sentidos contrários com uma velocidade angular constante  $\omega$ . A força centrífuga  $(me\omega^2)/2\omega$ , que é causada devido a cada uma das massas, irá causar a excitação da massa  $M$ . Se a posição angular das massas for medida em uma posição horizontal, a componente vertical total é sempre dada por  $F(t) = me\omega^2 \sin(\omega t)$  e a equação de movimento será:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin \omega t \quad (15)$$

Onde a solução será:

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \varphi) = \text{Im} \left[ \frac{me}{M} \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 |H(i\omega)| e^{i(\omega t - \varphi)} \right] \quad (16)$$

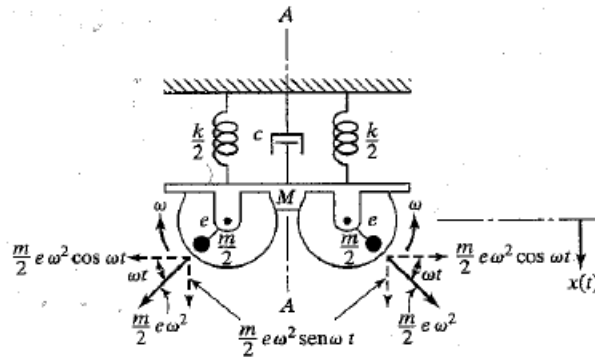


Figura 4 – Representação de uma máquina rotativa  
Fonte: RAO

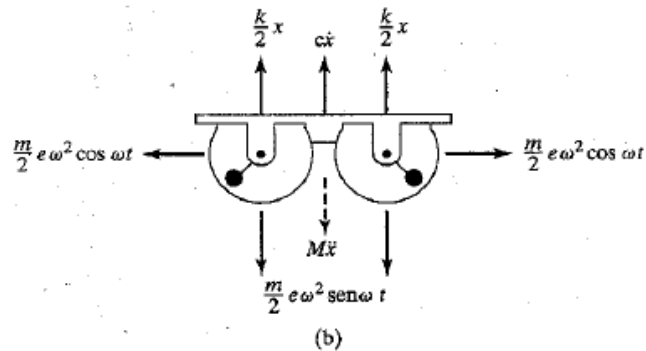


Figura 5 - Massas excêntricas  
Fonte: RAO

Onde  $X$  é a amplitude da vibração, que corresponde ao máximo afastamento que uma partícula sofre face à posição de equilíbrio, e  $\phi$  é o ângulo de fase. Estes serão:

$$X = \frac{me}{M} \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 |H(i\omega)| \quad (17)$$

$$\delta = \tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k - M\omega^2} \right) \quad (18)$$

A resposta em frequência complexa do sistema é:

$$|H(i\omega)| = \left| \frac{kX}{F_0} \right| = \frac{1}{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]^{1/2}} \quad (19)$$

Onde  $\zeta$  é o fator de amortecimento  $c/c_c$ , em que  $c$  é a constante de amortecimento e  $c_c=2M\omega_n$ ,  $r$  é a razão de frequência  $\omega/\omega_n$  e  $k$  é a constante de rigidez. Unindo as equações (17) e (19) obtém-se:

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]^{1/2}} = r^2 |H(i\omega)| \quad (20)$$

$$\delta = \tan^{-1} \left( \frac{2\zeta r}{1-r^2} \right) \quad (21)$$

A figura 6 mostra a variação da equação (20) com  $r$  para valores diferentes de  $\zeta$ :

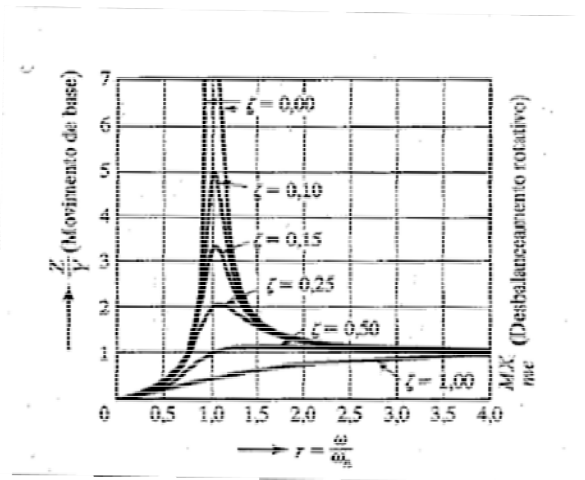


Figura 6 - Variação de  $MX/me$  com  $r$   
Fonte: RAO

Quando  $r$  se aproxima de 1, ou seja, a frequência do sistema atinge a frequência natural, a amplitude do movimento tende para o infinito, e o sistema irá entrar em ressonância.

“Se a máquina tiver de funcionar próximo á ressonância, será necessário providenciar amortecimento com a finalidade expressa de evitar amplitudes perigosas.” (RAO, p. 114)



### 3.4 CONCEITO DE GRAU DE LIBERDADE

Borobia (2012) define grau de liberdade de um sistema mecânico como parâmetro independente que define a posição e a configuração deformada de tal sistema.

Segundo Norton (2010, p. 48), os graus de liberdade (GDL) de um sistema são iguais ao número de parâmetros independentes (medidas) necessários para definir uma única posição no espaço em qualquer instante de tempo.

Um exemplo para compreender os GDL é um lápis apoiado em uma folha, como mostra a Figura 7. Para definir a posição do sistema no plano são necessários três GDL, duas coordenadas lineares ( $x$  e  $y$ ) e uma coordenada angular ( $\theta$ ) para definir o ângulo do lápis com os eixos. Então qualquer corpo rígido em um movimento plano terá três GDL. Porém, se o lápis estivesse em um mundo tridimensional, seriam necessárias seis coordenadas para especificar a sua posição. Três coordenadas lineares ( $x$ ,  $y$  e  $z$ ) e três coordenadas angulares ( $\theta$ ,  $\phi$  e  $\rho$ ). Portanto, qualquer corpo rígido em três dimensões possuirá seis GDL.

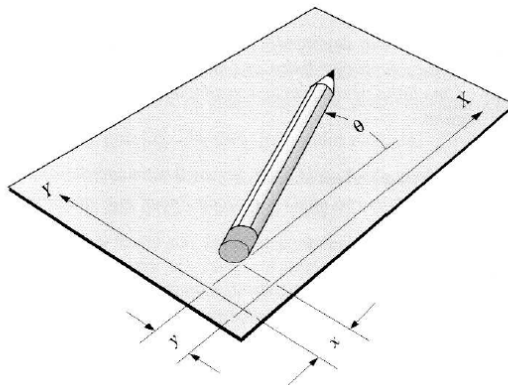


Figura 7 - Corpo rígido em um plano  
Fonte: NORTON

### 3.5 BALANCEAMENTO

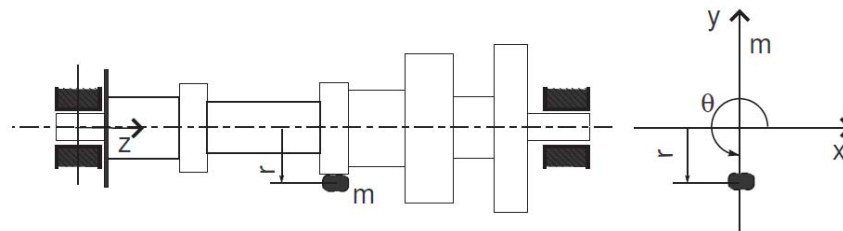
Tomando como exemplo um eixo de rotação horizontal com simetria axial, exceto por um ponto de massa  $m$  localizado a uma distância  $r$  do eixo de rotação. Com rotação  $\omega$ , a força originada é:

$$F_c = m r \omega^2 \quad (22)$$

Para balancear o eixo é necessário retirar essa massa  $m$  ou então adicionar outra massa  $m'$ , radialmente oposta, de modo a compensar a força radial da outra massa, então:

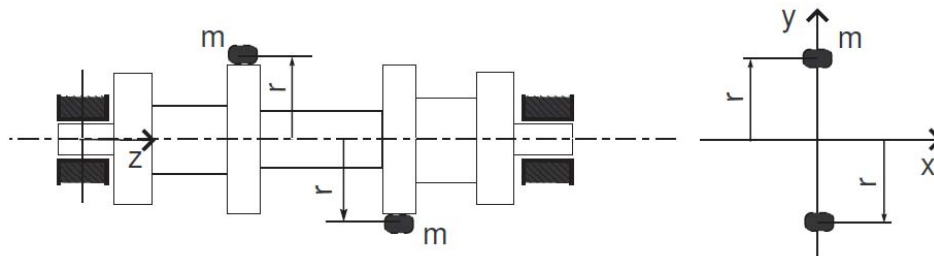
$$m r = m' r' \quad (23)$$

Um método de balancear um eixo é acoplar as extremidades em mancais com baixo atrito. Então colocar em rotação o sistema e logo desligar, para que o eixo continue girando pela inércia. Irá chegar a um ponto que o eixo ficará oscilando em torno de uma posição de equilíbrio. Quando o movimento parar, a posição da massa não equilibrada irá estar na parte inferior do sistema. Por fim, adiciona-se uma massa na extremidade superior ou retira-se massa da extremidade inferior. Esta é a análise de balanceamento estático, a Figura 8 mostra um eixo com desbalanceamento estático:



**Figura 8 - Eixo com desbalanceamento estático**  
Fonte: NIGRO

O outro tipo de desbalanceamento é o dinâmico. Na Figura 9 o eixo está balanceado estaticamente, porém está desbalanceado dinamicamente, pois não apresenta equilíbrio de momentos.



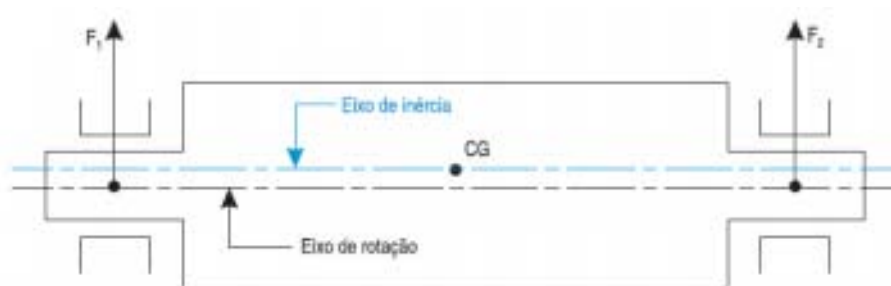
**Figura 9 - Eixo com desbalanceamento dinâmico**  
 Fonte: NIGRO

As massas  $m$  irão gerar duas forças centrífugas de mesmo módulo, porém de sentidos opostos.

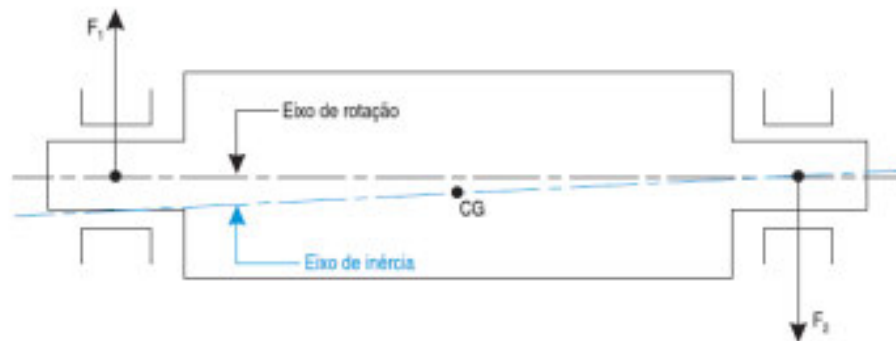
Estas duas forças formarão um binário de desequilíbrio, responsável por reações de apoio ou vibrações. O desbalanceamento dinâmico ocorre porque o rotor tem mais de um plano de balanceamento. Para poder considerar um sistema com um plano de balanceamento, o eixo deveria ser um disco fino (cerca de vinte vezes menor que o diâmetro do eixo). Podem ser considerados como rotores de um só plano os rebolos, discos de serra e polias de gorne. O balanceamento dinâmico só é obtido com a adição de massas apropriadas em dois ou mais planos de correção.

Ainda existe outro tipo de desbalanceamento, o conjugado. Onde o eixo principal de inércia não está paralelo ao eixo de rotação, porém diferentemente do dinâmico, ele intersecta no centro de gravidade do rotor.

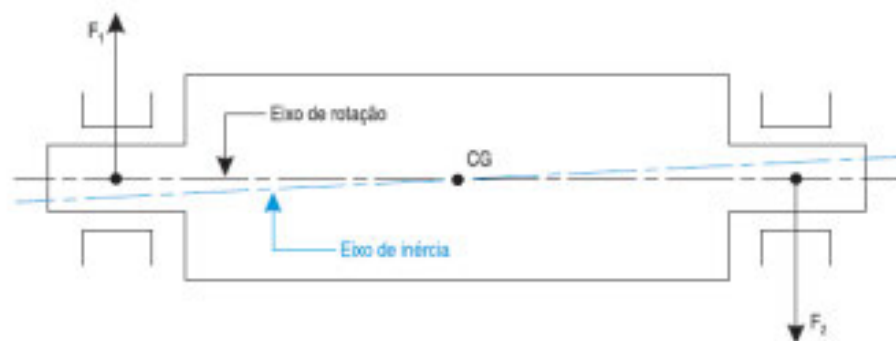
As Figuras 10, 11 e 12 mostram o que ocorre com as forças e os eixos no desbalanceamento estático, dinâmico e conjugado, respectivamente.



**Figura 10 - Desbalanceamento estático**  
 Fonte: COELHO



**Figura 11 - Desbalanceamento dinâmico**  
Fonte: COELHO



**Figura 12 - Desbalanceamento conjugado**  
Fonte: COELHO

### 3.6 NORMAS

A norma da ABNT NBR 8008 de Maio de 1983 foi criada para fixar condições exigíveis para o balanceamento de corpo rígidos rotativos, principalmente o relacionamento do desbalanceamento residual admissível, ou seja, o desbalanceamento que é considerado o mínimo, como função da máxima velocidade de operação. A norma apresenta uma classificação de vários tipos de rotores, onde são divididos em classes de qualidade de balanceamento. Porém esta norma não funciona como especificação de aceite, e sim para dar indicações de como evitar grandes deficiências. Analisando a norma ISO 1940 de 2003, pode ser observada uma relação entre as duas normas.

O grau de qualidade é um valor que deve ser escolhido de acordo com o tipo do rotor, como mostra a Tabela 1.

Tabela 1 - Grau de Qualidade de balanceamento para diversos tipos

Grau de Qualidade de Balanceamento G	$e_{per} \cdot \omega$ (mm/s)	Tipo de rotores – Exemplos Gerais
G 4000	4000	Motores-virabrequins de motores marinhos lentos a diesel com número ímpar de cilindros, montados rigidamente.
G 630	630	Motores-virabrequins de motores grandes de quatro tempos, montados rigidamente.
G 100	100	Motores-virabrequins de motores rápidos a diesel com seis ou mais cilindros.
G 16	16	Eixos de tração (eixos de propulsão, eixos cardan) com requisitos especiais. Partes do maquinário de compressores.
G 2,5	2,5	Turbinas à gás e vapor, incluindo turbinas principais marinhas (serviço mercante). Rotores de turbo-geradores rígidos. Bombas tracionadas por turbina.
G 1	1	Motores de máquinas amoladoras.
G 0,4	0,4	Giroscópios.

Onde  $e_{per}$  é o desbalanceamento residual permissível específico em g.mm/kg, e  $\omega$  é a velocidade angular em rad/s. Através da Figura 13, é possível encontrar o valor do máximo desbalanceamento residual admissível, tendo a classe G e a velocidade máxima de operação em rpm.

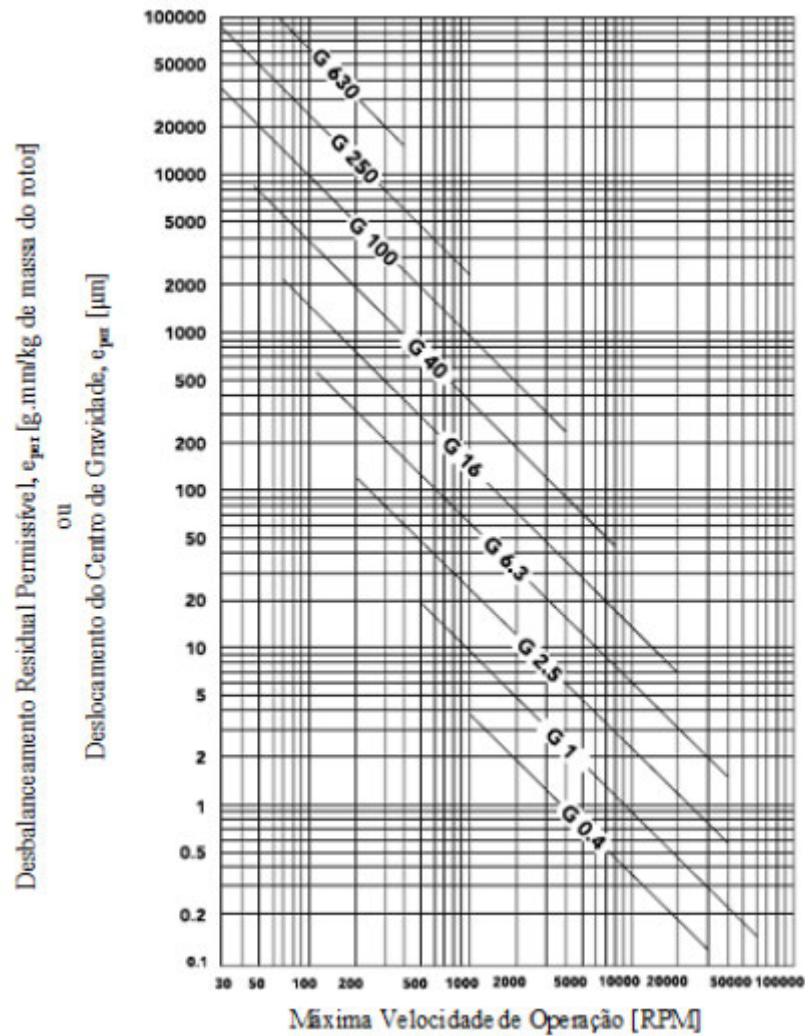


Figura 13 - Máximo desbalanceamento residual permissível específico  
Fonte: NBR 8008

O grau de qualidade G é constante para o mesmo tipo de rotor e é utilizado para encontrar o desbalanceamento:

$$U = \frac{9,54 \cdot m \cdot G}{\omega} \quad (24)$$

No eixo vertical da Figura 13, é considerado desbalanceamento residual permissível quando o desbalanceamento for dinâmico. Quando o desbalanceamento for estático, deverá considerar o deslocamento do centro de gravidade.

E para encontrar o valor do desbalanceamento residual permissível  $e_{per}$  do rotor, deve ser dividido o desbalanceamento pela massa do rotor em quilogramas, ou seja:

$$e_{per} = \frac{U_{per}}{m_{rotor}} \quad (25)$$

Através da equação (25) fica claro que quanto maior for a massa do rotor, maior é o desbalanceamento admissível U.

Um exemplo do funcionamento desta norma é: considerando um rotor de dois planos de qualidade de balanceamento 6,3 e uma velocidade máxima de operação de 3000 rpm. Através da Figura 13, é encontrado um valor recomendado  $e = 20 \mu\text{m}$ . Portanto, se o rotor tiver uma massa de 40 kg, o desbalanceamento residual permissível em cada um dos planos de correção será 800 g.mm.

### 3.7 BOMBAS HIDRÁULICAS

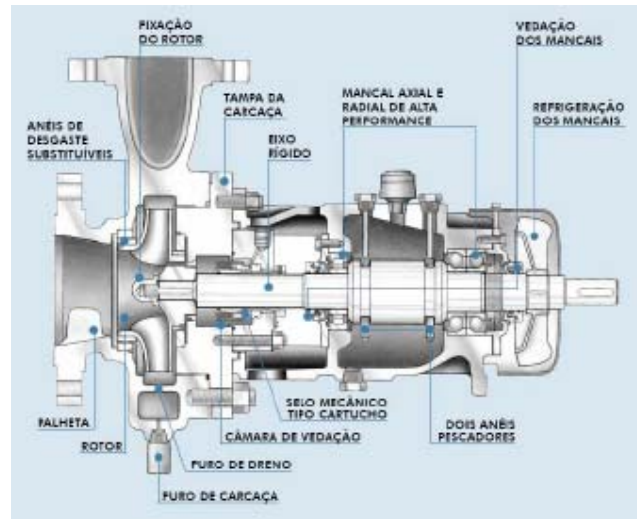
Os eixos são componentes que estão presentes na maioria das máquinas e equipamentos. Em bombas rotativas também é utilizado um eixo para transmitir trabalho de um motor para as pás ou engrenagens, dependendo do modelo da bomba.

Ferreira Filho (2003) define bombas como máquinas acionadas que recebem energia de uma fonte motora, transformam em energia cinética e de pressão e a transmitem ao fluido bombeado.

São vários os tipos de bombas, as mais utilizadas são as bombas centrífugas e axiais. Dentro de bombas centrífugas ainda podem ser classificadas em radial, helicoidal e diagonal. Para este trabalho será utilizado uma bomba centrífuga radial, portanto será o foco desta seção.

As bombas centrífugas possuem basicamente três componentes fundamentais.

O rotor que irá impulsionar o fluido. A carcaça faz a blindagem dos componentes internos e possui os bocais de entrada e saída do fluido. E por último o eixo, que atravessa a carcaça ligando o motor ao rotor, fornecendo a rotação necessária para girar o mesmo. Esses elementos são mostrados na Figura 14.



**Figura 14 - Esquema de uma bomba centrífuga**  
**Fonte: Ferreira Filho**

Para que uma bomba centrífuga funcione corretamente, o desbalanceamento do eixo deve ser mínimo. Um eixo desbalanceado pode causar vários problemas.

A vedação deve ser boa para que não haja vazamentos que irão danificar o interior da bomba em casos que o motor é acoplado à carcaça. Se houver grandes vibrações essa vedação pode ser comprometida.

Com a vibração do eixo a eficiência da bomba será afetada, isso fará o motor gastar mais energia elétrica e também irá diminuir a eficiência com que o rotor impulsionará o fluido.

Outro problema é o ruído, um eixo desbalanceado fará muito mais barulho do que o normal, podendo afetar a saúde de trabalhadores e causar acidentes. Esses são somente alguns dos vários que existem para justificar o devido balanceamento do eixo em bombas hidráulicas.



## 4. MATERIAIS E MÉTODOS

Será feito a utilização de um aparelho que ajuda a identificar e priorizar rapidamente problemas mecânicos, e dentro disso a vibração de um eixo. Existem casos em que, ao aumentar a rotação do eixo até a velocidade de operação, a frequência de vibração do eixo passa pela frequência natural. Como não existe outro jeito para alcançar a velocidade, o tempo em que o eixo estará exposto a essa frequência deve ser o menor possível. E sabendo qual é a frequência natural, é possível melhorar o funcionamento do equipamento.

Então será feito um estudo para tentar melhorar esse balanceamento e com isso uma conclusão se os métodos disponíveis são apropriados e se foi fácil conseguir balancear. Outra questão importante será ver se o balanceamento considerado aceitável para a norma NBR 8008 é mesmo eficiente.

Por fim, a partir dos resultados encontrados, as conclusões a respeito dos métodos citados serão obtidas.

### 4.1 EXPERIMENTO 1

Os materiais utilizados no primeiro experimento foram:

- Fluke 810 Vibration Tester;
- Tacômetro;
- Sensor de vibração com montagem magnética;
- Bomba hidráulica centrífuga com rolamentos de esfera, vazão de 4,98 m<sup>3</sup>/h, rotação corrigida de 3500 rpm com motor Weg 75 cv de potência.

A bomba testada está localizada em uma estrutura abaixo do piso que fica entre os blocos C e D da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, UTFPR, campus Guarapuava, e é utilizada para bombear a água da chuva para os banheiros. As Figuras 14 e 15 mostram o aparelho testador Fluke 810 e a bomba hidráulica centrífuga usados no teste, respectivamente:



**Figura 15 - Aparelho Fluke 810 Vibration tester**  
**Fonte: Própria**



**Figura 16 - Bomba hidráulica centrífuga e motor acoplado**  
**Fonte: Própria**

Os métodos utilizados foram:

- Adicionado a fita adesiva reflexiva que possibilita a leitura da rotação do eixo pelo tacômetro, medição realizada no próprio testador;
- Conectado o sensor e o tacômetro ao aparelho;
- Para iniciar o teste, foi realizada uma configuração no aparelho entre elas que o tipo da bomba havia 3 elementos: a carcaça da bomba, o eixo e o motor. A potência nominal da bomba de 0,55 kW e a hélice suportada por 2 rolamentos. Com isso o próprio aparelho indicou que deveria ser feito 4 testes com o sensor magnético em posições diferentes;
- Depois de configurado, utilizou-se o tacômetro para medir a rotação do eixo, constatando-se uma rotação de 3377 RPM;

- A próxima etapa foi prender o sensor nas 4 posições indicadas, a Figura 17 mostram essas posições indicadas e a Figura 18 mostram as posições na hora do teste:



Figura 17 - Posições para prender o sensor magnético  
Fonte: Fluke 810 Vibration Tester

- Depois de fazer os 4 testes o aparelho gerou os resultados para serem analisados que serão discutidos no próximo tópico.



Figura 18 - 4 Posições do sensor magnético  
Fonte: Própria

## 5. RESULTADOS

Após realizar-se a medição pelo equipamento foram gerados os resultados do experimento em forma de gráficos, tabelas e os resultados finais detalhados. O testador Fluke 810 separou a bomba e o motor em quatro locais como citado anteriormente, portanto cada local possui os seus gráficos e tabelas, para melhor entendimento será também separado os resultados referentes a cada local. Foram gerados gráficos para alta e baixa frequência e para medição de vibração nos eixos axial, radial e tangencial, portanto cada local haverá seis gráficos. Por fim, serão dados os resultados finais com as falhas verificadas pelo testador.

### 5.1 LOCAL 1

O primeiro local refere-se à extremidade livre do motor, como mostrou a Figura 17. Os gráficos são da amplitude de vibração x ordem de frequência. Os gráficos 4, 5 e 6 mostram os resultados para a faixa alta medidas nos eixos axial, tangencial e radial, respectivamente.

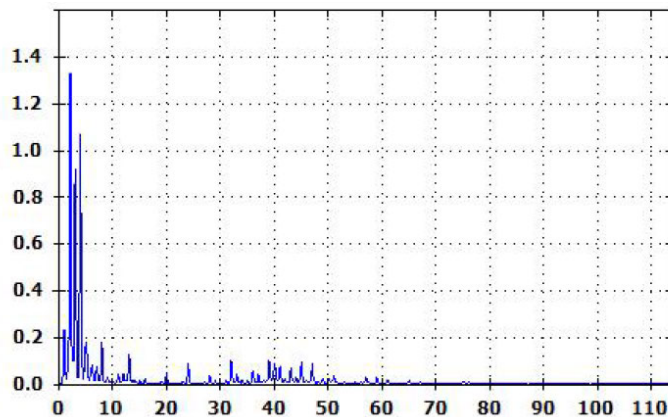
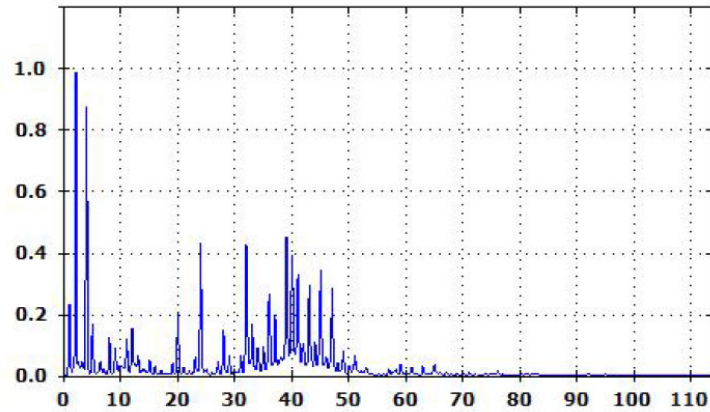


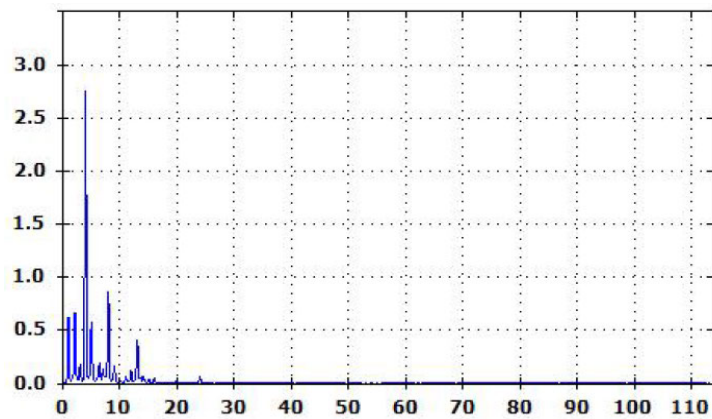
Gráfico 4 - Local 1, faixa alta no eixo axial

Pode-se perceber que existem picos na faixa de 0 a 10 com dois entre 1 e 1,4 mm/s, o restante da ordem não chegou a passar de 0,2 mm/s.



**Gráfico 5 - Local 1, faixa alta no eixo tangencial**

Para a medição do eixo tangencial de faixa alta dois picos na faixa de 0 a 10 ficaram entre 0,8 e 1 mm/s, outros picos estão citados na faixa de 20 a 50 estando próximos de 0,4 mm/s.



**Gráfico 6 - Local 1, faixa alta no eixo radial**

No eixo radial houve um alto pico em uma ordem próxima de 5 e amplitude de vibração entre 2,5 e 3 mm/s. Alguns picos menores ficaram na faixa de 0 a 10, mas não passaram de 1 mm/s. Para o restante da faixa não houveram medidas relevantes. Os gráficos 7, 8 e 9 mostram os resultados para a faixa baixa nos eixos axial, tangencial e radial, respectivamente.

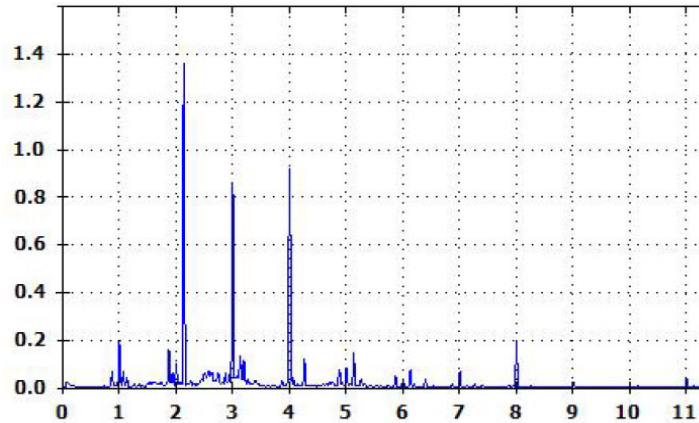


Gráfico 7 - Local 1, faixa baixa no eixo axial

Três picos ficaram evidentes na medição do eixo axial de faixa baixa, para ordem de 2, 3 e 4 com valores de aproximadamente 1,4 mm/s, 0,8 mm/s e 0,9 mm/s, respectivamente. Os outros picos não chegaram a 0,2 mm/s.

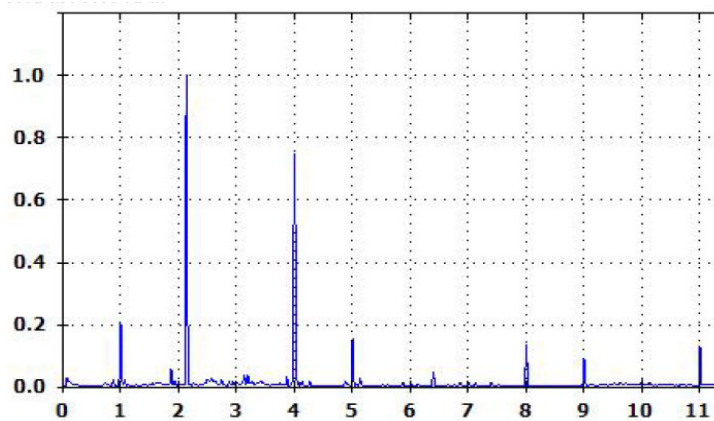
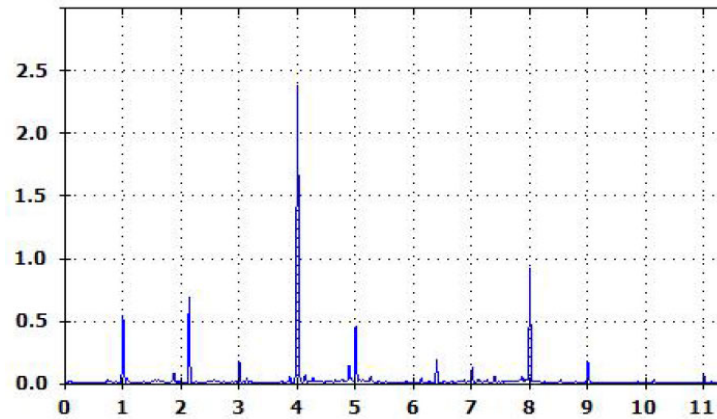


Gráfico 8 - Local 1, faixa baixa no eixo tangencial

Para a medição no eixo tangencial dois picos se sobressaíram na ordem próxima de 2 com valor de 1 mm/s e na ordem de 4 para uma amplitude de 0,75 mm/s. Pequenos picos ficaram próximos de 0,2 mm/s, não afetando o sistema.

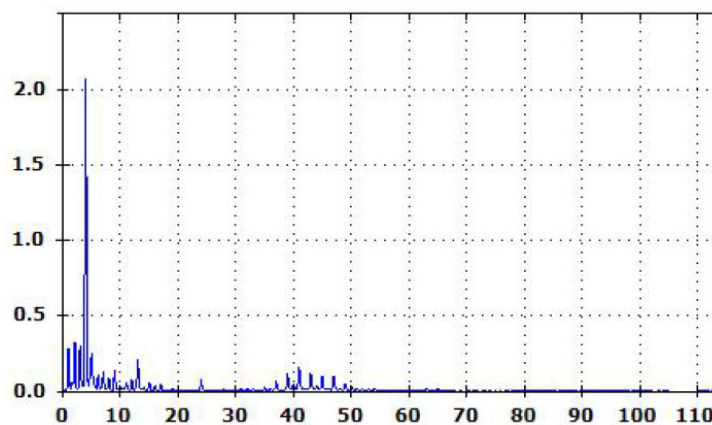


**Gráfico 9 - Local 1, faixa baixa no eixo radial**

Um pico da medição no eixo radial para a ordem 4 chegou em um valor próximo de 2,5 mm/s. Os outros picos ficaram longe do maior, porém outro pode-se destacar na ordem 8 com 1 mm/s de amplitude.

## 5.2 LOCAL 2

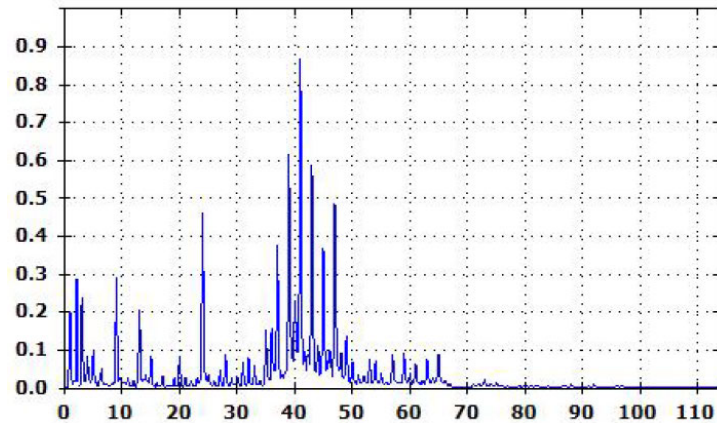
O local 2 é referente à extremidade movida do motor, como indicado na Figura 17. Os gráficos 10, 11 e 12 mostram os resultados das medições de faixa alta nos eixos axial, tangencial e radial, respectivamente.



**Gráfico 10 - Local 2, faixa alta no eixo axial**

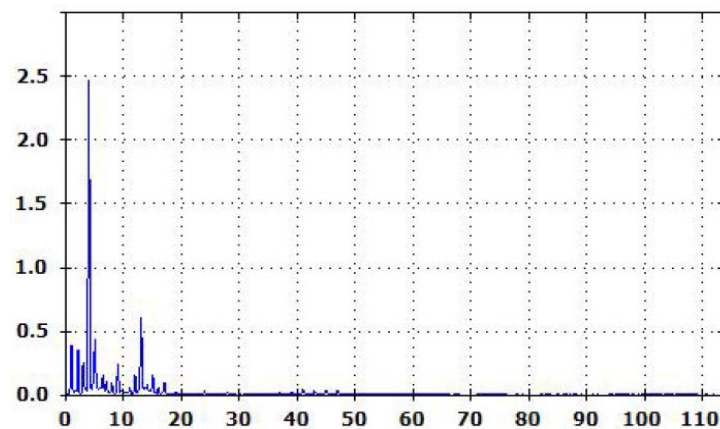
Somente um pico se destacou dos demais, estando situado aproximadamente na ordem 5 com o valor de amplitude próximo de 2 mm/s. O restante dos picos não chegaram a 0,5 mm/s.





**Gráfico 11 - Local 2, faixa alta no eixo tangencial**

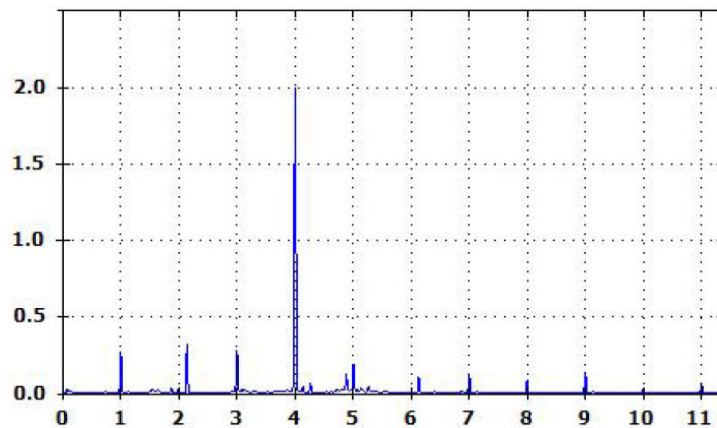
Vários picos se formaram na região de ordem entre 35 e 50 variando a amplitude com valor mínimo de aproximadamente 0,4 mm/s e máximo de 0,9 mm/s. Houveram alguns outros picos próximos de 0,3 mm/s em faixas mais baixas e outro de 0,47 mm/s na ordem de 24.



**Gráfico 12 - Local 2, faixa alta no eixo radial**

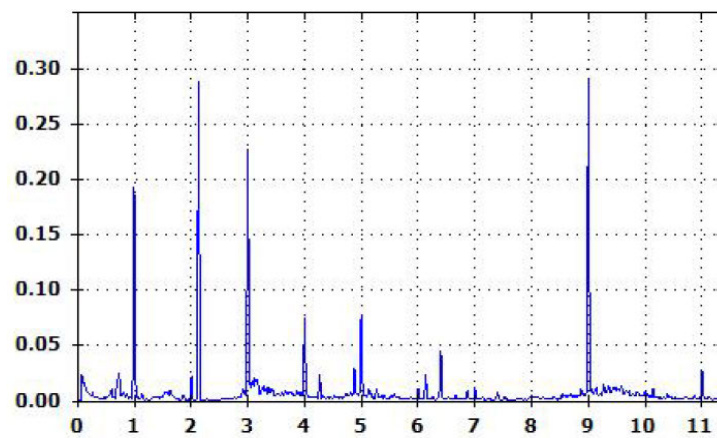
Para a medição no eixo radial somente um pico se destacou, na ordem próxima de 5 e valor de amplitude de 2,5 mm/s. O restante ficou próximo de 0,5 mm/s em faixas mais baixas. Para as faixas mais altas a amplitude foi quase nula. Os gráficos 13, 14 e 15 mostram os resultados para a faixa baixa.





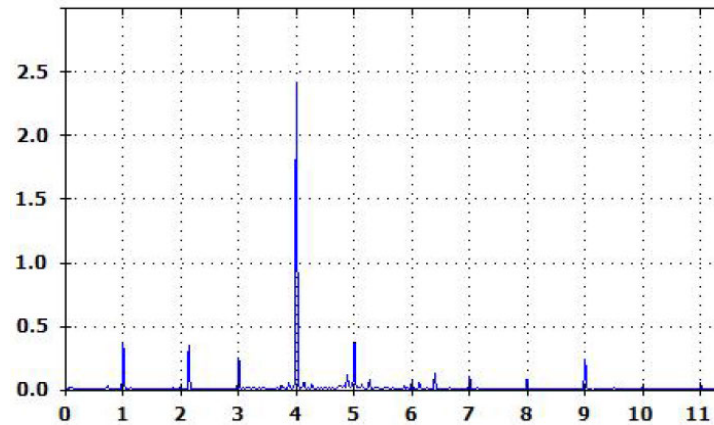
**Gráfico 13 - Local 2, faixa baixa no eixo axial**

Para o eixo axial um pico se elevou a aproximadamente 2 mm/s na ordem 4, os outros foram muito baixos, não passando de 0,3 mm/s.



**Gráfico 14 - Local 2, faixa baixa no eixo tangencial**

No eixo tangencial quatro picos se destacaram dos demais, porém foram valores pequenos com a máxima amplitude não passando de 0,3 mm/s.

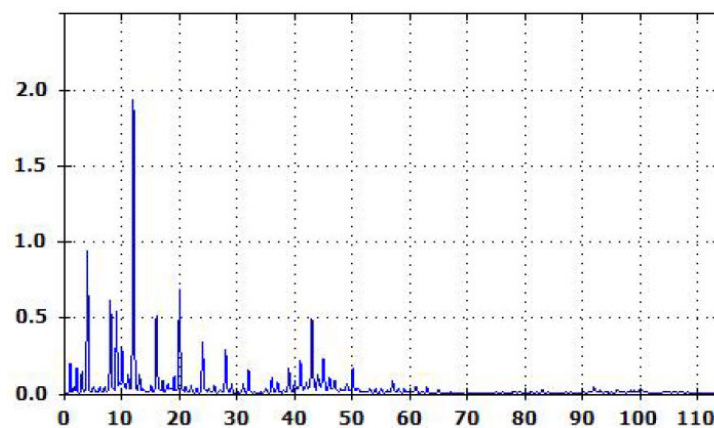


**Gráfico 15 - Local 2, faixa baixa no eixo radial**

No eixo radial um pico teve um alto valor de amplitude, na ordem 4 com o valor de aproximadamente 2,5 mm/s. Os demais não passaram de 0,5 mm/s.

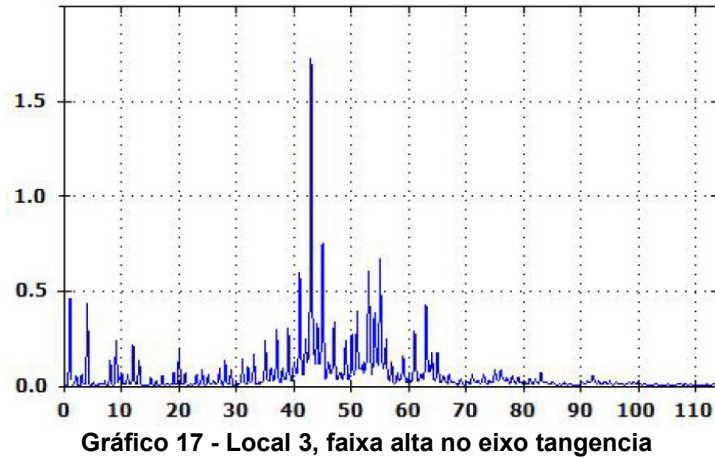
### 5.3 LOCAL 3

O local 3 está situado na extremidade acoplada ao eixo na bomba, como mostrou a Figura 17. Os gráficos 16, 17 e 18 mostram os resultados do local 3 para a ordem alta e eixos axial, tangencial e radial, respectivamente.

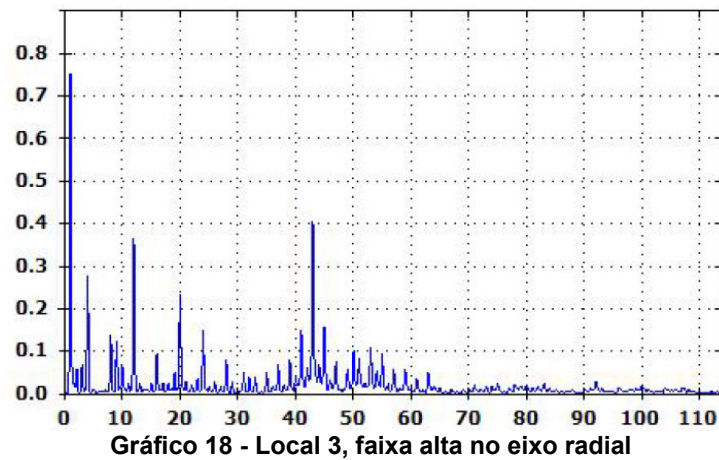


**Gráfico 16 - Local 3, faixa alta no eixo axial**

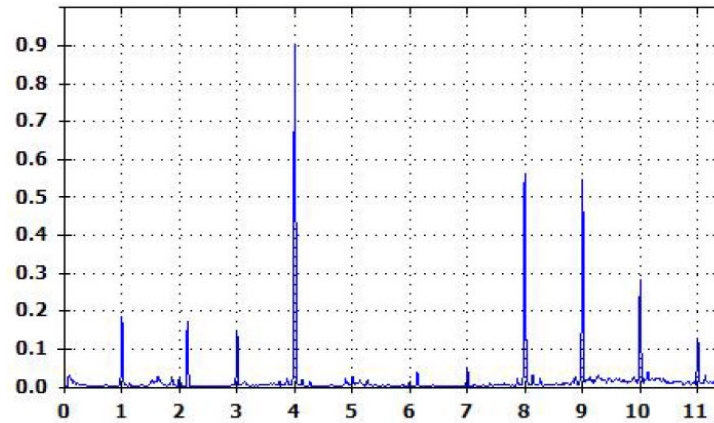
Para a medição do eixo axial um pico próximo a ordem 10 teve um valor de amplitude de 1,9 mm/s. Outro pico teve 0,9 mm/s na ordem de 4. Alguns ficaram próximos de 0,5 mm/s. Nenhum deles acima da ordem 50.



No eixo tangencial um picou na ordem de 43 teve uma amplitude de aproximadamente 1,7 mm/s. Outros ficaram perto de 0,5 mm/s.

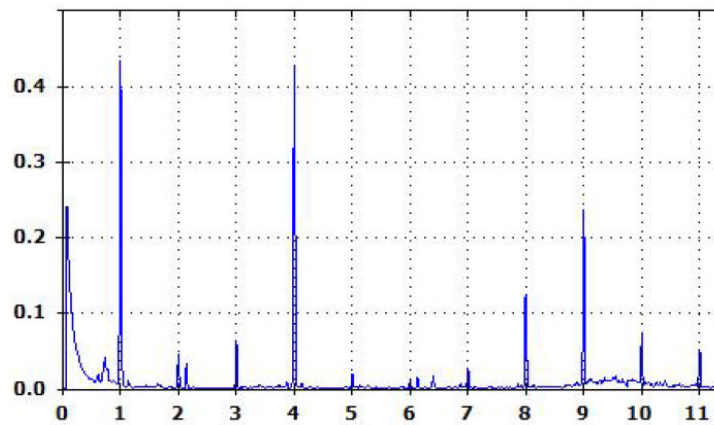


No eixo radial um pico na ordem de 2 teve valor de 0,75 mm/s. A maioria se concentrou abaixo da ordem de 60. Os gráficos 19, 20 e 21 mostram os resultados para a faixa baixa dos eixos axial, tangencial e radial, respectivamente.



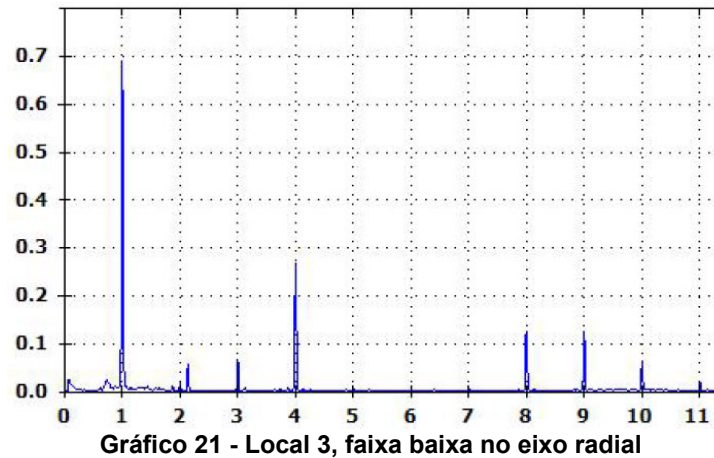
**Gráfico 19 - Local 3, faixa baixa no eixo axial**

A medição do eixo axial teve 3 picos com amplitudes superiores a 0,5 mm/s. Na ordem 4, o maior, teve o valor de 0,9 mm/s, nas ordens 8 e 9 tiveram aproximadamente 0,5 mm/s. Os outros picos ficaram abaixo de 0,3 mm/s.



**Gráfico 20 - Local 3, faixa baixa no eixo tangencial**

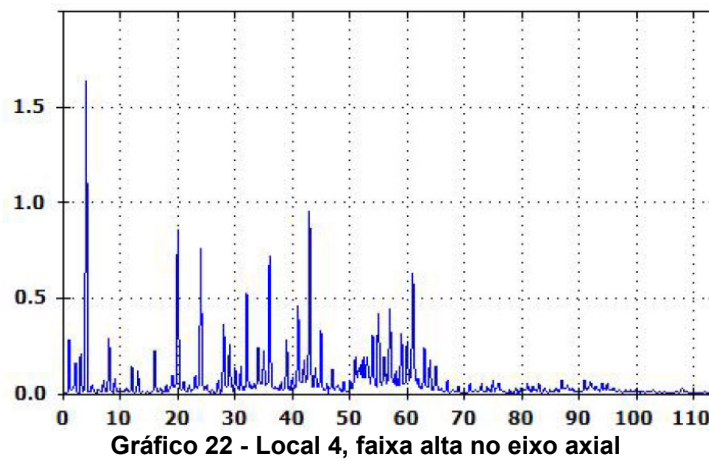
No eixo tangencial os valores a amplitude foram baixo, com os dois máximos se aproximando de 0,4 mm/s. O restante não passou de 0,25 mm/s.



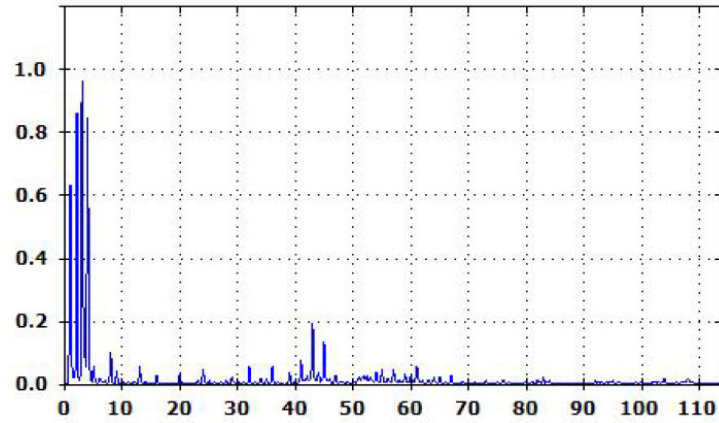
Para o eixo radial somente um pico passou de 0,3 mm/s, o de ordem 1 teve amplitude de aproximadamente 0,7 mm/s.

#### 5.4 LOCAL 4

A extremidade livre da bomba é representada pelo local 4 e é o último local onde foi realizado o ensaio do medidor de vibração. Os gráficos 22, 23 e 24 mostram os resultados do teste na faixa alta dos eixos axial, tangencial e radial, respectivamente.

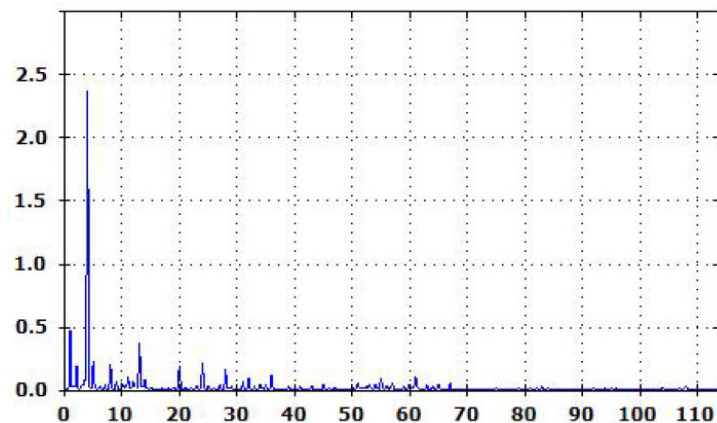


O eixo axial teve resultados maiores abaixo da faixa de ordem 70, com o pico máximo na ordem 5 chegando em uma amplitude de aproximadamente 1,6 mm/s. Outros quatro picos se aproximaram de 1 mm/s, o restante esteve próximo ou abaixo de 0,5 mm/s.



**Gráfico 23 - Local 4, faixa alta no eixo tangencial**

O eixo tangencial com faixa alta teve resultados mais expressivos na ordem de 0 a 10 com o maior se aproximando de 1 mm/s. Alguns neste mesmo intervalo chegaram perto do mais alto valor. Ordens superiores a 10 não tiveram resultados acima de 0,2 mm/s.

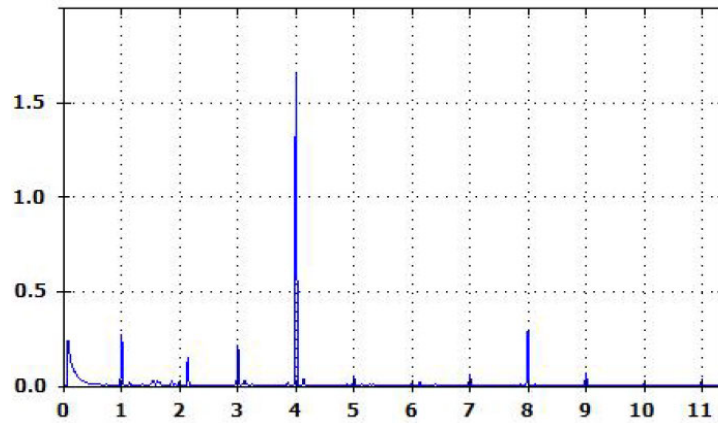


**Gráfico 24 - Local 4, faixa alta no eixo radial**

Para o eixo radial de faixa alta somente um pico teve o valor de sua amplitude de vibração maior que 0,5 mm/s e foi na ordem 4 com o valor de 2,4 mm/s.

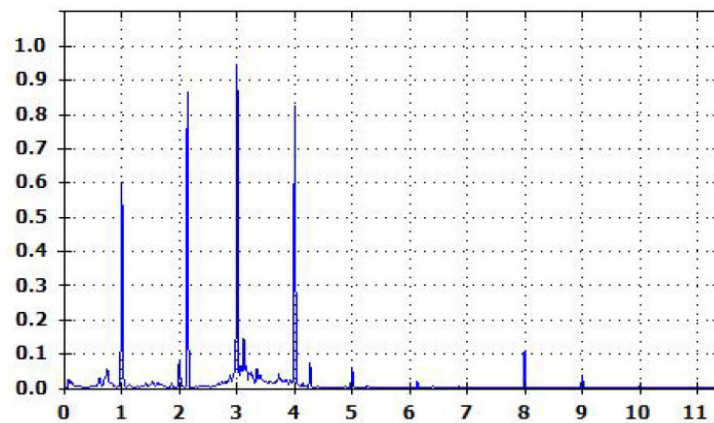
Os gráficos 25, 26 e 27 mostram os resultados para a faixa baixa do local 4 nos eixos axial, tangencial e radial, respectivamente.





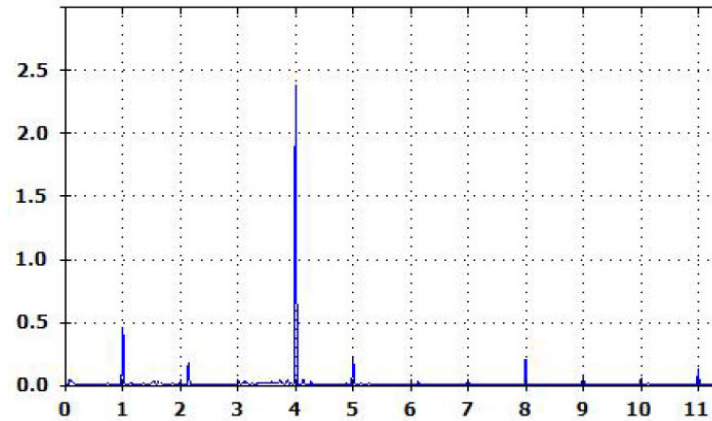
**Gráfico 25 - Local 4, faixa baixa no eixo axial**

No eixo axial para a ordem 4 teve a amplitude máxima com aproximadamente 1,6 mm/s. Os demais picos não tiveram resultados que fossem relativamente altos, sendo todos com um valor menor que 0,4 mm/s.



**Gráfico 26 - Local 4, faixa baixa no eixo tangencial**

No eixo tangencial foram quatro picos que se destacaram dos outros, sendo o maior deles na ordem de 3 e com valor de amplitude de aproximadamente 0,95 mm/s. Os segundo maior foi na ordem 2 com aproximados 0,88 mm/s, o terceiro na ordem 4 com quase 0,8 mm/s e o quarto na ordem 1 com 0,6 mm/s.



**Gráfico 27 - Local 4, faixa baixa no eixo radial**

Para o eixo radial um dos picos teve uma diferença considerável dos demais, sua amplitude foi cerca de cinco vezes maior que o segundo. Na ordem de 4 o valor foi de aproximadamente 2,5 mm/s.

## 5.5 FALHAS

Através dos resultados mostrados anteriormente o próprio testador gerou falhas na bomba e suas possíveis causas. Foram quatro falhas encontradas que serão melhor explicadas nas Tabelas 2 a 5. Deve ser considerado que todas as falhas no sistema foram capturadas através da vibração do equipamento medido.

As tabelas mostram os picos de maior interferência para a vibração e para a melhor localização do defeito também é mostrado o local, o eixo, a amplitude da vibração, a ordem e a se é na faixa alta ou baixa. O testador também atribui uma nota de 0 a 100 para a falha, onde 100 representa uma mais grave e 0 para falhas mais leves.

**Tabela 2 - Falha não padronizada detectada**

Número do pico citado	Rolamento	Eixo	Amplitude da vibração	Ordem	Faixa
Pico citado	Local1	Axial		0	Baixa
Pico citado	Local1	Axial		0	Alta
Pico citado	Local1	Radial		0	Baixa
Pico citado	Local1	Radial		0	Alta
Pico citado	Local1	Tangencial		0	Baixa
Pico citado	Local1	Tangencial		0	Alta



Essa falha foi detectada, porém não teve nenhuma descrição da possível causa, somente foi mostrado que é localizada no local 1 e em todos os eixos medidos. A nota desta falha 56, sendo considerada como grave. Com isso seria indicado abrir o motor para fazer uma manutenção nos componentes internos e verificar o alinhamento do eixo acoplado ou até mesmo a sua troca.

**Tabela 3 - Folga ou desgaste no rolamento da extremidade livre do motor**

Número do pico citado	Rolamento	Eixo	Amplitude da vibração	Ordem	Faixa
Pico citado1	Local1	Radial	2.38 mm/sec	4	Baixa
Pico citado2	Local1	Axial	0.93 mm/sec	4	Baixa
Pico citado3	Local1	Radial	0.92 mm/sec	8	Baixa
Pico citado4	Local1	Axial	0.86 mm/sec	3	Baixa
Pico citado5	Local1	Tangencial	0.75 mm/sec	4	Baixa
Pico citado6	Local1	Radial	0.46 mm/sec	5	Baixa
Pico citado7	Local1	Radial	0.40 mm/sec	13	Alta
Pico citado8	Local1	Axial	0.20 mm/sec	8	Baixa
Pico citado9	Local1	Radial	0.18 mm/sec	9	Baixa
Pico citado10	Local1	Radial	0.18 mm/sec	3	Baixa
Pico citado11	Local1	Tangencial	0.14 mm/sec	8	Baixa
Pico citado12	Local1	Tangencial	0.13 mm/sec	11	Baixa
Pico citado13	Local1	Axial	0.13 mm/sec	13	Alta
Pico citado14	Local1	Radial	0.12 mm/sec	12	Alta

Pela tabela acima é possível ver que o local 1 é onde está o problema, ou seja, na extremidade livre do motor. O testador indica como possível causa uma folga ou desgaste no rolamento. Essas duas possíveis causas geram desbalanceamento do eixo o que irá gerar vibrações excessivas. Caso seja verificado que o rolamento não está com problema, o eixo deve estar com algum desalinhamento ou desbalanceamento em sua própria estrutura. Segundo a Tabela 3 o maior pico foi de 2,38 mm/s com ordem 4 no eixo radial.

**Tabela 4 - Folga ou desgaste no rolamento da extremidade movida do motor**

Número do pico citado	Rolamento	Eixo	Amplitude da vibração	Ordem	Faixa
Pico citado1	Local2	Radial	2.43 mm/sec	4	Baixa
Pico citado2	Local2	Axial	2.00 mm/sec	4	Baixa
Pico citado3	Local2	Radial	0.60 mm/sec	13	Alta
Pico citado4	Local2	Radial	0.37 mm/sec	5	Baixa
Pico citado5	Local2	Tangencial	0.29 mm/sec	9	Baixa
Pico citado6	Local2	Axial	0.29 mm/sec	3	Baixa
Pico citado7	Local2	Radial	0.26 mm/sec	3	Baixa
Pico citado8	Local2	Radial	0.24 mm/sec	9	Baixa
Pico citado9	Local2	Tangencial	0.23 mm/sec	3	Baixa
Pico citado10	Local2	Axial	0.20 mm/sec	13	Alta
Pico citado11	Local2	Axial	0.20 mm/sec	5	Baixa
Pico citado12	Local2	Radial	0.16 mm/sec	15	Alta
Pico citado13	Local2	Axial	0.14 mm/sec	9	Baixa

A terceira falha está localizada no local 2, que é onde fica a extremidade movida do motor. O grau desta é 43, considerada moderada. Assim como na falha anterior, o testador indicou uma folga ou desgaste no rolamento. Com mais uma falha no motor, é essencial fazer uma manutenção antes que possa ocorrer uma falha maior, colocando em risco o resto do sistema ou até mesmo alguma pessoa. O maior pico teve uma amplitude da vibração de 2,43 mm/s e ordem 4, no eixo radial. Outro que chamou atenção foi no eixo axial, com amplitude de 2 mm/s e ordem 4.

**Tabela 5 - Folga na extremidade livre da bomba ou no rolamento**

Número do pico citado	Rolamento	Eixo	Amplitude da vibração	Ordem	Faixa
Pico citado1	Local4	Radial	2.39 mm/sec	4	Baixa
Pico citado2	Local4	Axial	1.66 mm/sec	4	Baixa
Pico citado3	Local4	Axial	0.96 mm/sec	43	Alta
Pico citado4	Local4	Tangencial	0.95 mm/sec	3	Baixa
Pico citado5	Local4	Axial	0.86 mm/sec	20	Alta
Pico citado6	Local4	Tangencial	0.82 mm/sec	4	Baixa
Pico citado7	Local4	Radial	0.37 mm/sec	13	Alta
Pico citado8	Local4	Axial	0.29 mm/sec	8	Baixa
Pico citado9	Local4	Radial	0.22 mm/sec	24	Alta
Pico citado10	Local4	Radial	0.21 mm/sec	8	Baixa
Pico citado11	Local4	Tangencial	0.19 mm/sec	43	Alta
Pico citado12	Local4	Tangencial	0.13 mm/sec	45	Alta

A última falha que o testador detectou foi na extremidade livre da bomba, local 4. Assim como as outras, indicou uma folga no rolamento. Seria indicado fazer a troca desses rolamentos e realizar um novo teste, para verificar se realmente é esse o problema. O maior pico teve amplitude de 2,39 mm/s na ordem 4, medida no eixo radial. O segundo maior teve 1,66 mm/s e ordem 4 também, mas medida no eixo axial. O grau desta falha é 43, sendo considerada como moderada.

## 5.6 CONFORMIDADE COM A NORMA

As normas dizem o quanto o equipamento pode estar sujeito à vibração, serão feitos os cálculos da seção 3.6 para analisar se o eixo está balanceado ou não com base na norma. Os dados utilizados serão a rotação do eixo, a massa do rotor e o valor da qualidade de balanceamento. Este último será o máximo pico gerado nas tabelas da seção anterior. Esses valores são mostrados na Tabela 6:

Tabela 6 - Valores úteis para a Norma

Dados	Valor
Rotação do eixo (RPM)	3377
Massa do rotor (g)	1000
Qualidade de balanceamento (mm/s)	2,43

Utilizando a equação 24 chega-se em um valor de 6,86 g.mm. Para saber se este valor está dentro da norma 8008 deve ser usado ainda a equação 25 para obter o valor do desbalanceamento residual permissível  $e_{per}$ , como a massa do rotor em quilograma é 1 Kg,  $e_{per}$  será 6,86 g.mm/Kg. Analisando a Figura 13 constata-se que este valor é maior do que o permitido, que seria de aproximadamente 5 g.mm/Kg. Portanto pela norma 8008 o eixo está desbalanceado e a bomba tem uma vibração excessiva, com uma diferença de 37,2 % do desbalanceamento residual permissível e do constatado.

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO

### 6.1 CONCLUSÕES

O desbalanceamento e a vibração dos eixos são efeitos importantes de serem analisados e inspecionados, pois as vezes podem parecer insignificantes mas, se não for realizada a devida manutenção, o problema só vai aumentar e chegar em um ponto perigoso e muito mais caro de ser corrigido. É essencial verificar periodicamente qualquer equipamento mecânico a fim de minimizar custos e evitar acidentes.

Com os resultados obtidos, e através das duas análises que foram realizadas pelo aparelho que mede a vibração e pela norma 8008, que trata do desbalanceamento em eixos, conclui-se que a bomba hidráulica utilizada apresenta algum problema que causa vibração fora do normal.

Os gráficos gerados pelo medidor mostraram existir picos de vibração em certas frequências, esses picos ocorrem quando a frequência de vibração da bomba se aproxima da frequência natural do eixo, além de outros componentes que estão em contato com o próprio eixo e possuem frequências naturais distintas.

O último objetivo do trabalho era o de verificar se a norma 8008 é segura e confiável, não correndo nenhum risco se for utilizada como referência de máximo desbalanceamento. Como, pela norma, foi constatada uma diferença de 37,2% do desbalanceamento residual, e pelo testador também foi indicada uma vibração grande, conclui-se que a norma 8008 está de acordo com o esperado, indicando qual a vibração máxima que é aceitável.

### 6.2 SUGESTÕES

A sugestão para continuidade do trabalho é de fazer a devida manutenção no motor e no eixo, verificando quais são realmente as falhas que geram a vibração excessiva, e fazer uma análise específica no eixo para concluir a causa do desbalanceamento e da vibração. Depois disso, aplicar novamente o testador para ver se a vibração está em um nível aceitado pela norma e se também é aceitável pelo próprio testador.

## 7. REFERÊNCIAS

- [1] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8008**: Balanceamento de Corpos Rígidos Rotativos Qualidade. 1983. Rio de Janeiro
- [2] RAO, Singiresu. Vibrações Mecânicas. Tradução de Arlete S. Marques. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- [3] NORTON, Robert. Projetos de Máquinas: uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- [4] NORTON, Robert. Cinemática e Dinâmica dos mecanismos. Tradução de Luiza Soares de Mello. 1. ed. Porto Alegre: Bookman, 2010.
- [4] SHIGLEY, Josef. MISCHKE, Charles. BUDYNAS, Richard. Projeto de Engenharia Mecânica. Tradução de João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.
- [5] MAGALHÃES, Diego L. Balanceamento de rotores utilizando os métodos dos 3 pontos e do coeficiente de influência. 2013. Projeto de Graduação. Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- [6] FERREIRA, Janito V. Balanceamento de rotores flexíveis. 1989. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. São Paulo.
- [7] WOWK, V. Machine Vibration: Alignment, New York: McGraw-Hill, 2000.
- [8] BOROBIÁ, J. P. Elemento de Máquinas y Vibraciones. 3 ed. Argentina: McGraw-Hill, 2012.
- [9] SILVA, M. S. P. Determinação da Frequência Natural de Eixos Utilizando o Software Excel. 2012. Trabalho de Graduação. UNES, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá. Guaratinguetá.
- [10] NIGRO, F. E. B. Balanceamento de Rotores. Apostila. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo
- [11] GRECO, B. F. Vibrações e construções: conceito de ressonância. Disponível em: <[http://www.ifi.unicamp.br/~lunazzi/F530\\_F590\\_F690\\_F809\\_F895/F809/F809\\_sem1\\_2008/BrunoFG-Ugarte\\_RF2.pdf](http://www.ifi.unicamp.br/~lunazzi/F530_F590_F690_F809_F895/F809/F809_sem1_2008/BrunoFG-Ugarte_RF2.pdf)>. Acessado em: 26/10/2016.

- [12] PAIVA, O. Balanceamento Dinâmico. Disponível em: <[http://www.mundomecanico.com.br/wpcontent/uploads/2011/01/balanceamento\\_dinamico\\_de\\_rotoros.pdf](http://www.mundomecanico.com.br/wpcontent/uploads/2011/01/balanceamento_dinamico_de_rotoros.pdf)> Acessado em: 26/10/2016
- [13] COELHO, G. A. T. Balanceamento Dinâmico de um Simulador de Máquinas Rotativas. Projeto de Graduação. Escola Politécnica Engenharia Naval e Oceânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro
- [14] FRANCO, L. W. Ajustes de parâmetros para desalinhamento e empenamento aplicado à modelagem de rotores. Projeto de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. São Paulo
- [15] GÓZ, R. D.; SILVA, T. C. Balanceamento de Rotores. Apostila R&T Análise de Vibrações e Balanceamento.
- [16] UNIVERSIDADE TÉCNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ. Normas para elaboração de trabalhos acadêmicos. Comissão de Normalização de Trabalhos Acadêmicos. Curitiba, 2008.
- [17] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6023**: informação e documentação: referências: elaboração. Rio de Janeiro, 2002.
- [18] FERREIRA FILHO, J; RODRIGUES, R. C. Monitoramento e controle de processos, 2 / Rio de Janeiro: Petrobras Brasília: SENAI/DN, 2003. 249 p. il – (Série Qualificação Básica de Operadores).
- [19] DOS SANTOS, S. L. Bombas e instalações hidráulicas. Editora LCTE, 2007. 33 p. São Paulo – SP.