

CENTRO UNIVERSITÁRIO DO SUL DE MINAS UNIS
ENGENHARIA MECÂNICA
JONATHAN OLIVEIRA NERY

N. CLASS.....	M 680.1
GUTTER.....	C 268 b
ANO/EDIÇÃO.....	2013

BALANCEAMENTO DE ROTORES FLEXÍVEIS

Varginha
2013

FEPESMIG

JONATHAN OLIVEIRA NERY

BALANCEAMENTO DE ROTORES FLEXÍVEIS

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas Gerais UNIS como requisito para obtenção do grau de bacharel, sob orientação do Prof. Esp. Rullyan Marques Vieira.

**Varginha
2013**

JONATHAN OLIVEIRA NERY

BALANCEAMENTO DE ROTORES FLEXÍVEIS

Trabalho de conclusão de curso apresentada ao curso de engenharia mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas, como pré-requisito para obtenção do grau de bacharel pela banca examinadora composta pelos membros:

Aprovado em / /

Prof. Esp. Rullyan Marques Vieira

Prof. Me. Luis Carlos Vieira Guedes

Profa. Esp. Luciene de Oliveira Prósperi

OBS.:

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, a minha família, aos professores e aos meus colegas por terem ajudado na construção deste trabalho.

RESUMO

Balanceamento é o processo pelo qual a distribuição da massa de um rotor é corrigida mediante adição ou retirada de massa na tentativa de aproximar os centros de massa e geométrico de um rotor, de maneira que as vibrações, assim como os esforços nos mancais não ultrapassem os valores limites estabelecidos para o conjunto em questão. A importância do balanceamento em rotores vem crescendo a cada dia. Primeiro pela demanda de máquinas que funcionam com rotações elevadas, seguido pela necessidade da maximização da vida útil, da disponibilidade e da confiabilidade destas máquinas e por último do cuidado com a segurança das pessoas e do meio ambiente. O trabalho tem como objetivo avaliar os métodos “coeficiente de influencia” e “três pontos” no balanceamento, em um plano, de um rotor flexível, com uma massa desbalanceada conhecida. As frequências naturais do equipamento a ser balanceado serão coletadas pelo Coletor e Analisador Vibxpert II, da PRÜFTECHNIK. Para isso serão utilizados os testes de impacto (*bump teste*) e de subida (*run up*). Este mesmo coletor será utilizado ainda para a coleta de dados nos dois métodos de balanceamento.

Palavras-chave: Métodos de balanceamento. Rotores flexíveis.

ABSTRACT

Balancing is the process by which the distribution of mass of a rotor is adjusted by adding or removing mass in an attempt to approximate the geometric centers of mass and of a rotor, so that the vibrations as well as efforts in the bearings do not exceed values for the set limits in question. The importance of balancing rotors is growing every day. Primarily by demand for machines that run on high revs, the need to maximize the lifetime, the availability and reliability of these machines and ultimately care about the safety of people and the environment. The work aims to evaluate the methods "influence coefficient" and "three points" in a plan balancing, a flexible rotor with a mass unbalanced known. The natural frequencies of the equipment to be balanced will be collected by the Collector and Analyzer VibXpert II, the PRÜFTECHNIK. For the methods that will be used bump test and run up. This same collector is also used for data collection in the two balancing methods.

Keywords: *Balancing methods. Flexible rotors.*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	7
2 REFERENCIAL TEÓRICO	8
2.1 Noções fundamentais sobre balanceamento	8
2.2 Tipos de desbalanceamentos	9
2.2.1 Desbalanceamento Estático (Static Unbalance).....	9
2.2.2 Desbalanceamento Acoplado	10
2.2.3 Desbalanceamento Semi-Estático	11
2.2.4 Desbalanceamento Dinâmico	11
2.3 Vibração em rotores desbalanceados	12
2.4 Causas de Desbalanceamentos	13
2.5 Rotores rígidos e rotores flexíveis	13
2.6 Tipos de balanceamento	14
2.6.1 Balanceamento com um plano de correção	15
2.6.2 Balanceamento com dois planos de correção.....	15
2.7 Métodos de Balanceamento	16
2.7.1 Método dos Coeficientes de Influência	16
2.7.2 Método dos 3 pontos	17
2.8 Estimativa de massa de teste	21
2.9 Limites e Tolerâncias	22
2.9.1 Massa Do Rotor E Desbalanceamento Residual Permissível	22
2.9.2 Velocidade de serviço e desbalanceamento residual permissível	22
2.9.3 Graus de qualidade de balanceamento	23
2.10 Fundamentos de Vibração	26
2.11 Método da Meia-Potência para determinação do Fator de Amortecimento	30
3 METODOLOGIA	31
3.1 Frequências Naturais	31
3.2 Fator de amortecimento.....	32
3.3 Frequência de rotação do equipamento	32
3.4 Balanceamento pelo método coeficiente de influência	32
3.5 Balanceamento pelo método dos três pontos	34
3.6 Estimativa de massa de teste	36
3.7 Ensaios.....	37
4 RESULTADOS E DISCUÇÃO	40
4.1 Resultados do teste de impacto.....	40
4.2 Estimativa de massa de correção	41
4.3 Resultados e análise dos ensaios.....	41
5 CONCLUSÃO	49
REFERÊNCIAS	51
ANEXOS	52

1 INTRODUÇÃO

O trabalho que tem como objetivo avaliar diferentes tipos de balanceamentos em rotores ditos flexíveis, aborda os tipos de desbalanceamento, quais as suas causas, suas consequências e os métodos de balanceamento mais utilizados.

Para entender a dificuldade em balancear rotores flexíveis, apresentam-se as referências teóricas de vibração que estão diretamente relacionadas ao assunto aqui proposto.

Inicialmente os rotores serão balanceados pelo método do coeficiente de influência em dois planos. A partir dos rotores balanceados será adicionada uma massa controlada para desbalancear um dos rotores e com isso avaliar o desempenho de cada um dos métodos no apontamento da massa de correção e da posição de fixação desta no rotor.

Serão avaliados, em um plano, o método coeficiente de influência e o método dos três pontos.

Para confirmar que os rotores são considerados flexíveis, serão coletadas as frequências naturais do equipamento em dois pontos, em três posições: vertical (radial), horizontal (radial) e axial. Os métodos utilizados serão o teste de impacto (*bump test*) e o teste de subida (*run up*). O coletor e analisador utilizado para coleta das frequências naturais, e para o balanceamento nos diferentes métodos será o Vibxpert II da PRUFTECHNIK.

Na avaliação dos métodos serão realizados cinquenta e quatro ensaios, alterando a massa residual de desbalanceamento, a massa de teste para balanceamento, e o ângulo da fixação da massa de teste.

Os resultados utilizados para avaliação dos métodos serão as diferenças entre as massas de correção encontrada pelo método e as massas residuais que induziram o desbalanceamento, assim como a variação do ângulo de fixação da massa de correção com relação ao ângulo que seria o correto.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Noções fundamentais sobre balanceamento

Nepomuceno (1989) cita a definição dada pela ISO, que balanceamento é o processo pelo qual a distribuição da massa de um rotor é corrigida de maneira que as vibrações, assim como os esforços nos mancais, não ultrapasse os valores limites estabelecidos para a peça em questão.

Para Rao (2011), a presença de uma massa excêntrica ou desbalanceada sobre um disco rotativo causa vibração, que pode ser aceitável até certo valor. Se a vibração causada por uma massa desbalanceada não for aceitável, ela pode ser eliminada pela remoção da massa excêntrica ou pela adição de uma massa igual em posições tal que cancelem o efeito do desbalanceamento.

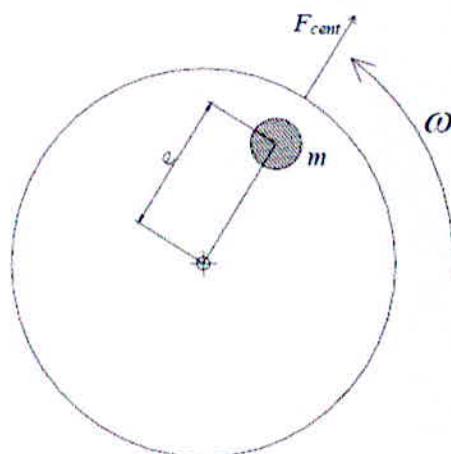
Na prática, o desbalanceamento de máquinas pode ser atribuído a irregularidades como erros na usinagem e variações no tamanho de parafusos, porcas, rebites e soldas.

Havendo um excesso de massa de um lado do rotor, a força centrífuga atuante sobre este lado mais pesado supera a força centrífuga atuante sobre o lado oposto, forçando então o lado mais leve na direção do lado mais pesado, sendo a força resultante a causadora da vibração. A força centrífuga causadora da vibração é, em suma, gerada pela excentricidade do centro de gravidade do rotor e pela sua rotação. Tal força é dada pela equação:

$$F = m \cdot e \cdot \omega^2$$

sendo que m é a massa do rotor, e é a excentricidade ou a distância do centro de gravidade ao eixo de giro do rotor e ω é a velocidade angular em radianos por segundo. Esta força é contrabalançada pela soma das reações que surgem nos mancais do rotor. A magnitude das mesmas depende da posição relativa entre centro de gravidade e mancais. O efeito da força centrífuga pode ser melhor visualizado conforme a figura 1 (RAO, 2011).

Figura 1: Efeito da força centrífuga no rotor



Fonte: (RANGEL JUNIOR, 2008).

2.2 Tipos de desbalanceamentos

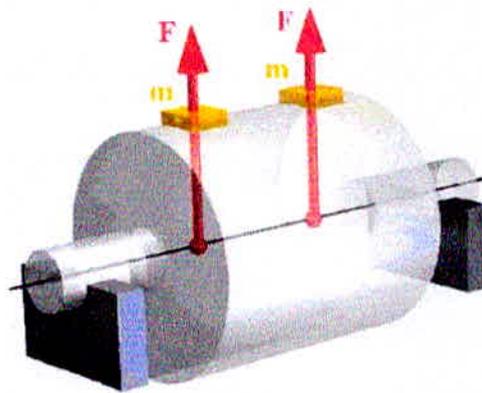
São quatro os tipos mais comuns de desbalanceamento, que são o estático, o acoplado, o semiestático e o dinâmico, definidos a seguir (RANGEL JUNIOR, 2008).

2.2.1 Desbalanceamento Estático (*Static Unbalance*)

Neste tipo de desbalanceamento o eixo principal de inércia (EPI) posiciona-se paralelamente em relação ao eixo geométrico do rotor (EGR). Implicando em uma concentração de peso em um ponto fora do EGR, formando-se assim uma espécie de pêndulo, uma vez que por causa das forças gravitacionais, a região onde se encontra essa concentração de peso tende a se estabilizar em pontos de equilíbrios estático, ou seja, na parte inferior dos sistemas girantes. O termo desbalanceamento estático se dá devido ao fato de que este tipo de desbalanceamento ocorre mesmo em repouso (rotação igual à zero).

A correção do desbalanceamento estático é obtida através da adição ou retirada de massa do rotor, de forma que a força radial causada por esta adição ou retirada seja igual em módulo à força causada pela excentricidade do CG, mas com direção oposta. Rotores desbalanceados estaticamente podem ser submetidos a um balanceamento em um plano (RANGEL JUNIOR, 2008).

Figura 2: Desbalanceamento estático



Fonte: (RANGEL JUNIOR, 2008).

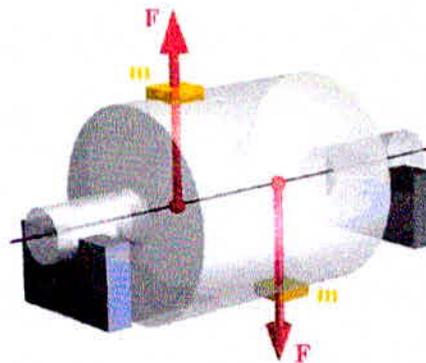
2.2.2 Desbalanceamento Acoplado

Neste tipo de desbalanceamento o eixo principal de inércia e o eixo geométrico do rotor se interceptam no centro de gravidade do sistema, isto ocorre devido à existência de dois pontos pesados distribuídos nas extremidades opostas, nos lados opostos em relação à linha de centro do rotor.

O desbalanceamento acoplado só é percebido quando o rotor estiver em operação (rotação diferente de 0), sua percepção pode ser comprovada com a tomada dos dados de amplitude e fase obtidos por sensores. Na prática, este tipo de desbalanceamento ocorre, mas o mais comum são combinações de desbalanceamentos estáticos com os acoplados.

O balanceamento de um rotor deste tipo só é possível se realizado em dois planos (RANGEL JUNIOR, 2008).

Figura 3: Desbalanceamento acoplado.



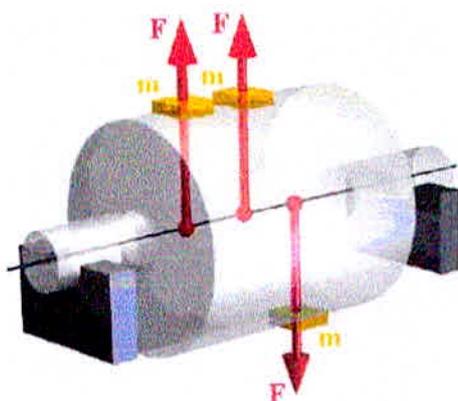
Fonte: (RANGEL JUNIOR, 2008).

2.2.3 Desbalanceamento Semiestatizo

Neste tipo de desbalanceamento o EPI e o EGR se interceptam em um determinado ponto, não sendo este o centro de gravidade do sistema. É uma espécie de combinação dos dois tipos de desbalanceamento descritos acima, onde o desbalanceamento estático está alinhado com um componente do acoplamento. Nestas condições, as amplitudes de vibrações serão sensivelmente maiores em uma das extremidades.

O balanceamento de um rotor deste tipo só é possível se realizado em dois planos (RANGEL JUNIOR, 2008).

Figura 4: Desbalanceamento semiestatizo



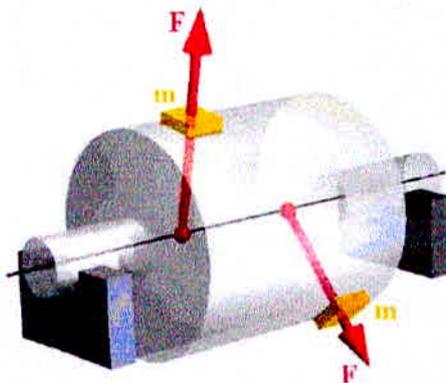
Fonte: (RANGEL JUNIOR, 2008).

2.2.4 Desbalanceamento Dinâmico

É sem dúvida nenhuma o tipo de desbalanceamento mais comumente encontrado na prática, representa uma combinação completamente aleatória entre os desbalanceamentos estático, e acoplado, ou seja, o componente estático não se encontra na mesma linha de nenhum dos componentes do acoplamento, sendo assim, o EPI e o EGR encontram-se tanto inclinados quanto deslocados um do outro. Em geral um rotor não possui uma única área da seção transversal desbalanceada, mas teoricamente vários planos distribuídos aleatoriamente ao longo do eixo de rotação, esses vários planos podem ser substituídos por duas forças resultantes, com coordenadas e valores completamente independentes, e muito provavelmente diferentes.

O balanceamento de um rotor deste tipo só é possível se realizado em dois planos (RANGEL JUNIOR, 2008).

Figura 5: Desbalanceamento dinâmico.

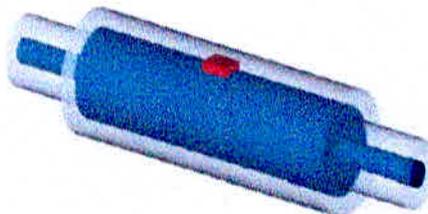


Fonte: (RANGEL JUNIOR, 2008).

2.3 Vibração em rotores desbalanceados

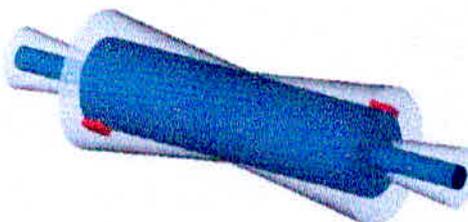
A Figura 6 ilustra a vibração causada por um desbalanceamento estático. Neste caso a linha de centro do rotor descreve uma superfície cilíndrica. A Figura 7 mostra como se comporta a vibração de um rotor com um desbalanceamento dinâmico. A linha de centro descreve dois cones com vértices coincidindo com o CG do rotor (RANGEL JUNIOR, 2008).

Figura 6: Vibração causada por um desbalanceamento estático



Fonte: (RANGEL JUNIOR, 2008).

Figura7: Vibração de um rotor com um desbalanceamento dinâmico.



Fonte: (RANGEL JUNIOR, 2008).

2.4 Causas de Desbalanceamentos

Apesar de todas as precauções, existirá sempre algum desbalanceamento que provocará vibrações que tendem deteriorar as estruturas de suporte, rotores, mancais, qualidade de processamento, etc. (ALMEIDA, 2012).

- a) As fontes mais comuns de desbalanceamento são:
- b) Incrustações;
- c) Fundição e/ou configuração assimétricas;
- d) Inclusões ou vazios em peças laminadas, forjadas ou fundidas;
- e) Furação e/ou usinagem excêntricas;
- f) Mancais e/ou acoplamentos não concêntricos;
- g) Distorções permanentes;
- h) Corrosão;
- i) Erosão de material;
- j) Cavitação em rotores de bombas e/ou turbinas hidráulicas.

2.5 Rotores rígidos e rotores flexíveis

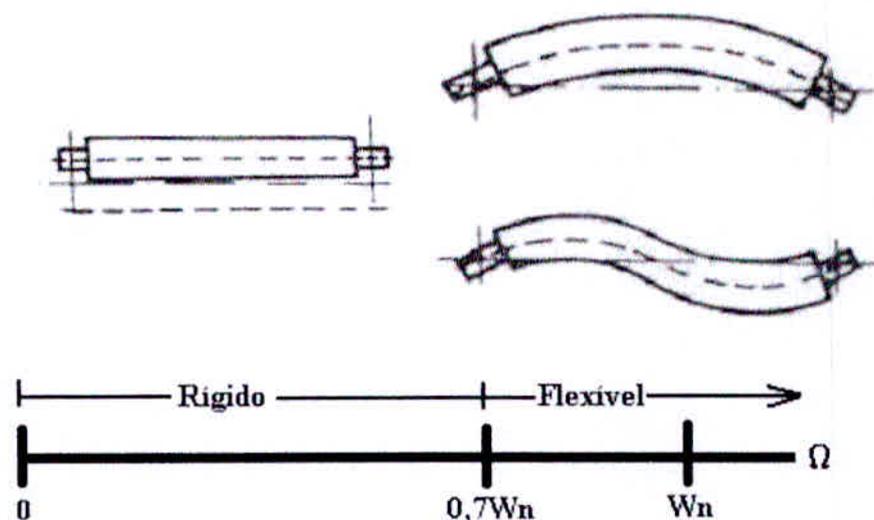
Os pontos pesados geram forças centrífugas em função da rotação do rotor e que estas forças se somam vetorialmente produzindo esforços, R_1 e R_2 , que são transmitidos, neste caso, para os mancais da máquina.

Um rotor é considerado rígido quando o mesmo é suficientemente resistente para não apresentar deformações ao longo do eixo e tem a taxa de variação de fase relativamente baixa.

O Rotor é considerado flexível quando opera a uma velocidade de rotação maior ou igual a 70% da primeira frequência natural (frequência de ressonância). Próximo a uma velocidade crítica o rotor tende a se deformar de forma similar ao modo de vibração correspondente a esta frequência de ressonância e a taxa de variação do ângulo de fase é relativamente alto (ALMEIDA, 2012).

A figura 8 mostra em escala exagerada as deformações de um rotor e a sua transformação de rotor rígido em rotor flexível com o aumento da frequência de rotação.

Figura 8: Representação coreográfica do efeito da flexibilidade do rotor



Fonte: (ALMEIDA, 2012).

Além disso, a fase nessa faixa de rotação tende a se alterar muito para pequenas alterações de rotação. E o método de balanceamento por coeficiente de influencia utiliza do ângulo de fase para determinação da posição da massa de correção.

2.6 Tipos de balanceamento

Balanceamento é o processo de aprimoramento da distribuição de massa de um corpo que gira em seus mancais, sem os efeitos desbalanceadores de serviço (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973).

Balanceamento é o processo pelo qual a distribuição de massa de um rotor é verificada e, se necessário, corrigida, a fim de assegurar que as vibrações dos munhões e/ou força sobre os mancais estejam dentro de limites especificados, numa frequência correspondente à velocidade de operação (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1983).

Rao (2011) e Nepomuceno (1989) citam dois tipos de balanceamento, em um plano (ou balanceamento estático) e balanceamento em dois planos (ou balanceamento dinâmico).

Balanceamento em um plano é o tipo de balanceamento em que é necessária a adição de somente uma massa de balanceamento no plano perpendicular ao eixo de rotação e que contém o CG. Este procedimento é adequado somente à compensação de um desbalanceamento estático, uma vez que, neste caso, os eixos principal de inércia e geométrico do rotor já se encontram paralelos. O balanceamento em um plano tem a

capacidade de deslocar o eixo de inércia em direção ao eixo de rotação, no entanto, sem ter a capacidade de rotacionar um com relação ao outro.

O balanceamento em dois planos é o procedimento necessário para a compensação de desbalanceamentos do tipo acoplado, semiestatizo e dinâmico. No balanceamento em dois planos, ou balanceamento dinâmico, como também é chamado, é necessário à adição de massas de balanceamento em dois planos diferentes. Tal procedimento permite que, com as devidas massas de balanceamento, o eixo principal de inércia sofra uma rotação com relação ao eixo de rotação e que o CG seja deslocado de encontro ao eixo de rotação (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973).

2.6.1 Balanceamento com um plano de correção

Segunda a norma ISO 1940, rotores em formato de disco, o uso de somente um plano de correção pode ser suficiente, supondo-se que a distância entre mancais seja suficientemente grande e o disco rotacione com um deslocamento axial suficientemente pequeno. Para que estas condições sejam preenchidas, deve haver uma investigação caso a caso. Depois que o balanceamento em um plano foi feito em um número suficientemente de rotores de um tipo particular, o maior momento de desbalanceamento residual é determinado e dividido pela distância entre os mancais. Se os desbalanceamentos encontrados desta maneira são aceitáveis mesmo no pior caso, isto é, se eles não são maiores que a metade do valor recomendado multiplicado pela massa do rotor, então pode ser dito que o balanceamento em um plano é suficiente (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973).

2.6.2 Balanceamento com dois planos de correção

Ainda segundo a norma ISO 1940, se o rotor não satisfaz as condições descritas acima para o rotor em forma de disco, então dois planos de correção são necessários. Este tipo de balanceamento é chamado de balanceamento de dois planos (dinâmico) em contraste com o balanceamento de plano simples (estático) descrito acima. Para o balanceamento de plano simples, somente o equilíbrio estático em qualquer posição angular do rotor é necessário. Para o balanceamento dinâmico é preciso que o rotor gire, de outro modo, o desbalanceamento residual de acoplamento pode permanecer indetectado (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973).

No caso de rotores nos quais o centro de gravidade é localizado entre o meio-terço da distância entre os mancais, deve ser tomada a metade do valor recomendado do desbalanceamento residual permissível para cada plano de correção, se estes são equidistantes do centro de gravidade. Para outros rotores, pode ser necessária a observância do valor recomendado de acordo com a distribuição de massa do rotor, contanto que a principal parte da massa esteja situada entre os planos de correção. Em casos incomuns, a distribuição do valor recomendado deve ser especialmente investigada levando em conta, as cargas recomendadas dos mancais (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973).

2.7 Métodos de Balanceamento

Dentre os métodos existentes para balanceamento, dois serão estudados a seguir, são eles o método dos 3 pontos e o coeficiente de influência:

2.7.1 Método dos Coeficientes de Influência

Neste método mede-se a vibração em forma de vetor, ou seja, um elemento com amplitude e fase. No entanto, este método requer uma instrumentação que registre a medição da fase: sensores óticos são comumente utilizados (ALMEIDA, 2012).

Considerando que o trabalho tem como objetivo avaliar a eficácia do método anterior frente a este, o destaque fica na utilização da fase para obtenção do ângulo de correção de massa.

Por hora vale ressaltar que a taxa de variação da fase quando a frequência de funcionamento está próxima da frequência natural é alta, para conjuntos com fator de amortecimento baixo.

O coletor VibXpert II que está sendo utilizado neste trabalho utiliza deste método para calculo da massa de correção e do ângulo de fixação/retirada desta massa.

Resumidamente, o método consiste em encontrar o valor da massa de correção e o ângulo de correção da seguinte maneira:

$$M_c = \frac{m \cdot V_0}{V_0 - V_1}, \text{ onde}$$

M_c é a massa de correção, m é a massa de teste, V_0 é a vibração inicial e V_1 a vibração com a adição da massa de teste.

A localização do ângulo de correção é realizada adicionando o ângulo entre o vetor resultante ($V_1 - V_0$) e a posição da massa de teste (medido no sentido de rotação do eixo), ao vetor $V_0 + 180^\circ$.

2.7.2 Método dos 3 pontos

Este método tem como principal vantagem a não utilização da fase na sua execução, ou seja, basta a obtenção das amplitudes de vibração para que o método seja aplicável. Sua desvantagem está na necessidade de operar a máquina em ao menos quatro oportunidades (ALMEIDA, 2012).

O método pode ser compreendido em oito passos:

1º Passo:

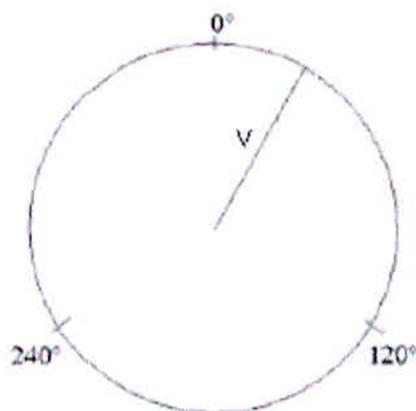
Mede-se a amplitude de vibração do rotor em sua frequência fundamental, V (em mm/s).

Desenha-se um círculo com raio igual à amplitude de vibração. Conforme a Figura 9;

Com o rotor em repouso, marcam-se as posições 0° , 120° e 240° .

Define-se a massa de teste (M_t em g).

Figura 9: Amplitude da Vibração Original.



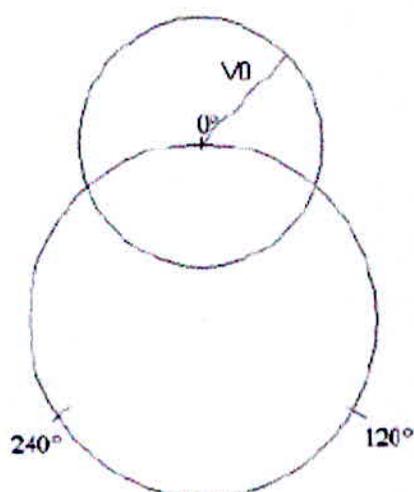
Fonte: (ALMEIDA, 2012).

2º Passo:

Coloca-se a massa de teste na posição 0° e com o rotor em funcionamento, mede-se a amplitude de vibração V_{0° (em mm/s).

No círculo original, com centro na posição 0° , desenha-se um novo círculo com raio igual a V_{0° , conforme a Figura 10;

Figura 10: Amplitude de Vibração de 0°



Fonte: (ALMEIDA, 2012).

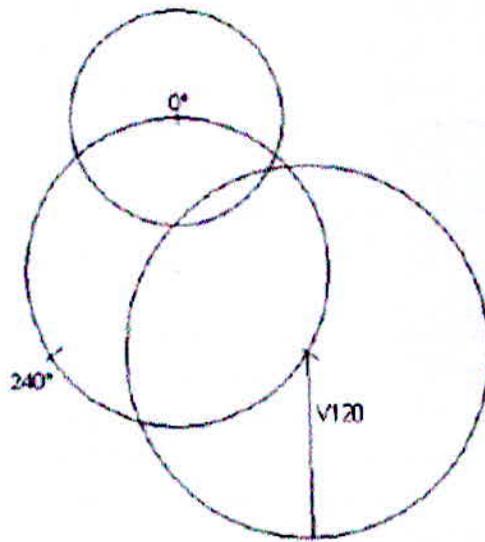
3º Passo:

Com o sistema em repouso coloca-se a massa de teste na posição 120°

Mede-se a amplitude de vibração V_{120° (em mm/s);

No círculo original, com centro na posição 120° desenha-se um novo círculo com raio igual a V_{120° , conforme mostra a Figura 11, abaixo;

Figura 11: Amplitude de Vibração em 120° .



Fonte: (ALMEIDA, 2012).

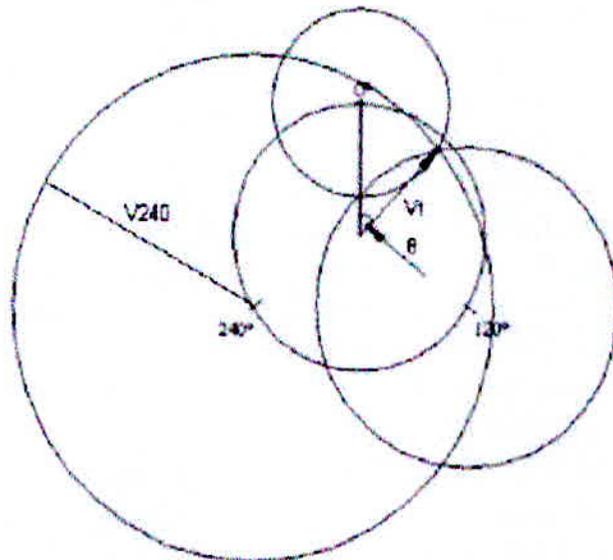
4º Passo:

Com o sistema em repouso coloca-se a massa de teste na posição 240°

Mede-se a amplitude de vibração V_{240° (em mm/s);

No círculo original, com centro na posição 240° , desenha-se um novo círculo com raio igual a V_{240° , conforme mostra a Figura 12.

Figura 12: Amplitude de vibração em 240° e vetor solução



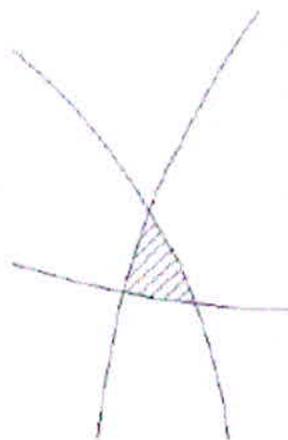
Fonte: (ALMEIDA, 2012).

5º Passo:

Pode ser observado na Figura 12 que os 3 círculos se interceptam num ponto, então, traça-se um vetor que vai do centro do círculo original até o ponto de interseção dos outros círculos, assim, se obtém a magnitude do vetor de correção V_t .

Na pratica, se observa que nem sempre os três círculos vão se interceptar num ponto, devido às próprias características físicas do sistema. Normalmente se tem uma região de interceptação da forma da Figura 13.

Figura 13: Região de interceptação dos círculos



Fonte: (ALMEIDA, 2012).

No caso da Figura anterior, o ponto de interceptação (V_t) pode ser calculado como o centro geométrico daquela região.

6º Passo:

Conhecendo-se a magnitude de V_t , calcula-se a massa de correção conforme a equação abaixo:

$$MC = M_t \cdot \frac{V}{V_t}$$

Onde:

MC = Massa de correção do desbalanceamento (tem a mesma unidade da massa de teste estabelecida).

7º Passo:

O ângulo para o posicionamento da massa de correção θ , será obtido através da medição do ângulo existente entre a posição 0° e a do vetor V_t , segundo a Figura 12.

8º Passo:

Adicionada a massa de correção ao sistema, verifica-se se o desbalanceamento encontra-se dentro da faixa aceitável de balanceamento. Caso positivo encerra-se o método. Caso o contrário, repete-se o método de forma iterativa até o valor de desbalanceamento se adequar as faixas aceitáveis.

Os traçados são realizados em CAD.

2.8 Estimativa de massa de teste

Algo é que é crucial na hora de se realizar um balanceamento rotativo é saber selecionar a massa de teste que deverá ser adicionada no plano de balanceamento. Isso porque, a força centrífuga causada pela massa desbalanceadora aumenta com o quadrado da velocidade angular de rotação (ALMEIDA, 2012).

Dessa maneira, é possível aplicar técnicas de estimativa de massa de teste a partir de simples equações conforme demonstrado nas equações abaixo. Essas equações podem estar em função da vibração inicial do equipamento, da velocidade de rotação e de um desbalanceamento residual permissível, conforme respectivamente abaixo:

$$m_t = \frac{P \cdot V_0}{R}$$

$$m_t = \frac{90 \cdot P}{\left(\frac{rpm}{1000}\right)^2 \cdot R}$$

$$m_t = c \cdot \frac{P \cdot U_r}{R}$$

Sendo que,

m_t – Massa de teste em gramas

P – Peso do rotor em kg

R – Raio ao qual vai ser fixada a massa de teste em mm

V_0 – Vibração medida em μm (Pico)

rpm – Rotação do rotor

c – uma constante (normalmente entre 5 e 10)

U_r – Desbalanceamento residual permissível em μm (ISO 1940)

2.9 Limites e Tolerâncias

2.9.1 Massa Do Rotor E Desbalanceamento Residual Permissível

Quanto maior a massa do rotor, maior o desbalanceamento permissível. É então apropriado relacionar o desbalanceamento residual permissível U com a massa do rotor m .

O desbalanceamento específico $e=U/m$ é equivalente ao deslocamento do centro de gravidade onde este coincide com o plano do desbalanceamento estático (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973).

2.9.2 Velocidade de serviço e desbalanceamento residual permissível

A experiência prática mostra que, para rotores do mesmo tipo, em geral o desbalanceamento específico permissível $e=U/m$ varia inversamente com a velocidade n do rotor, na faixa limitada de velocidades consideradas na Figura 13 para o grau de qualidade de balanceamento respectivo. Dados estatísticos empíricos para rotores do mesmo tipo apontam para a seguinte relação:

$$en = \text{constante}$$

ou equivalentemente

$$e\omega = \text{constante}$$

onde e pode ser tomado como a excentricidade do centro de gravidade para o caso de um desbalanceamento estático. Esta relação também segue para considerações práticas de similaridades mecânicas baseado em que, para rotores geometricamente similares rodando em velocidades periféricas iguais, a tensão nos rotores e mancais rígidos é a mesma. Os graus de qualidade de balanceamento (da tabela abaixo e Figura 13) são baseados nesta relação (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973).

2.9.3 Graus de qualidade de balanceamento

Com base na massa e velocidade do rotor, os graus de qualidade de balanceamento foram estabelecidos pela norma ISO 1940 de modo a permitir a classificação dos requisitos de qualidade. Cada grau G de qualidade de balanceamento abrange uma faixa de desbalanceamentos residuais permissíveis a partir de um limite superior, que é dado por certa magnitude do produto $e\omega$, até zero. Traçados em relação à máxima velocidade de operação n , e os limites superiores de e são mostrados na Figura 13. Os graus G de qualidade de balanceamento principal estão separados um do outro por um fator de 2,5. Uma graduação mais fina pode ser necessária em alguns casos, especialmente quando um balanceamento de alta precisão é requerido (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973).

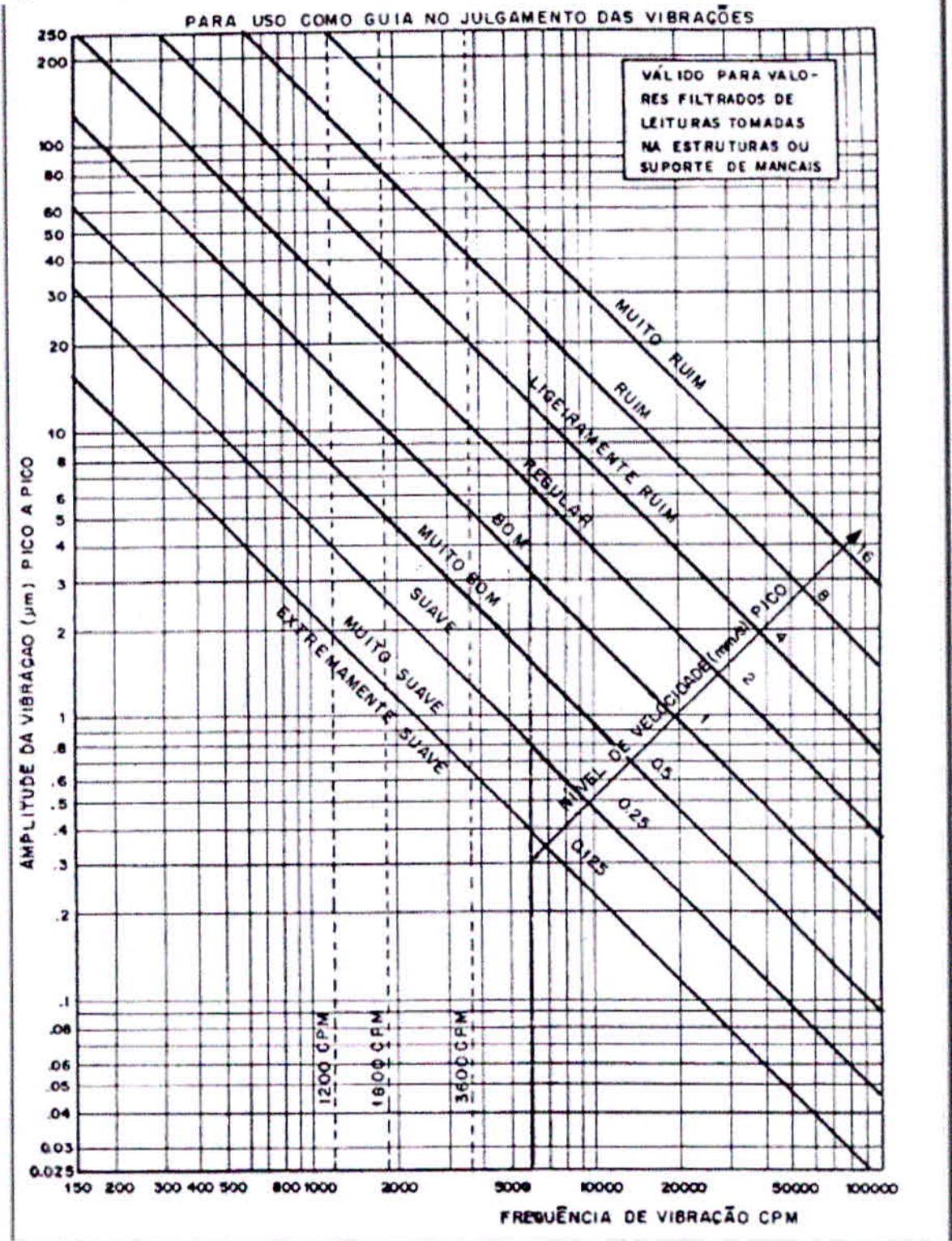
Os graus de qualidade de balanceamento são designados de acordo com o limite superior do produto $e\omega$ onde $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$, para n medido em revoluções por minuto e ω em radianos por segundo, e o produto $e\omega$ é dado em milímetros por segundo.

Quadro 1: Graus de qualidade para os diferentes tipos de rotores.

Grau de qualidade de balanceamento G	$e.\omega$ 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 de motores rápidos de quatro tempos (diesel ou gasolina), com seis ou mais cilindros, montados elasticamente ⁴⁾ . 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, à gás. Volantes. Bombas impelidoras. Máquinas-ferramenta e partes genéricas de maquinaria. Armaduras elétricas normais. 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. Rotores. Turbo-compressores. Tracionadores de máquinas-ferramenta. Armaduras elétricas médias e grandes com requisitos especiais. Armaduras elétricas pequenas. Bombas tracionadas por turbina.
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: (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973)

Figura 13 – Qualidade do balanceamento



Fonte: (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART, 1973)

2.10 Fundamentos de Vibração

Vibração é definida, em seu sentido geral, como um movimento periódico, isto é, um movimento que se repete em, torno de uma posição de referência, em todos os particulares após certo intervalo de tempo, chamado de período (T), cujo seu inverso é a frequência (f) (HARTOG, 1972).

O movimento harmônico é o tipo mais simples de movimento periódico, que pode ser expressão pela equação senoidal abaixo.

$$x = x_0 \text{ sen } (\omega t), \text{ onde:}$$

x = deslocamento

x_0 = amplitude máxima

ω = velocidade angular

t = tempo

O valor máximo de x_0 é chamado de amplitude da vibração (HARTOG, 1972).

Neste tipo de movimento a velocidade é obtida pela diferenciação do deslocamento em relação ao tempo. E a aceleração pela diferenciação da velocidade em relação ao tempo.

Um conceito importante com relação ao movimento vibratório como fonte de dados para diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas, é o fato que esse movimento é a resposta de uma máquina às forças dinâmicas que a excitam (ALMEIDA, 2012).

O comportamento dinâmico dos sistemas mecânicos contém três componentes básicos: mola (rigidez ou flexibilidade), amortecedor (dissipação de energia), e massa (inércia). Submetidos à forças, reagem com deslocamento, velocidade e aceleração.

A frequência natural (f_n) de um sistema massa-mola-amortecedor é a frequência de vibração em movimento livre, sem excitação. Que é representada pela equação:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M} (1 - \zeta^2)} \quad (\text{Hz}), \text{ onde:}$$

K = rigidez ou constante da mola

M = massa

ζ =Fator de amortecimento

Os valores de ξ do aço gira em torno de 0,005, da borracha em torno de 0,05 e do amortecedor de um carro em torno de 0,5 (ALMEIDA, 2012).

O efeito desses valores de ξ na equação da frequência natural nos mostra o efeito do amortecimento nesses materiais. Para o aço, o ξ diminui a f_n em 0,00125%, na borracha em 0,125%, já o ξ do amortecedor de um carro diminui a f_n em 13,4%, que é um valor representativo.

Com isso, para valores de ξ muito menores que 1, podemos calcular a f_n com a seguinte equação:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \text{ (Hz)}$$

Para entendermos como alguns defeitos são diagnosticados na análise de vibrações, devemos entender também como surge essa vibração. E o modelo de vibração forçada é de grande importância para isso.

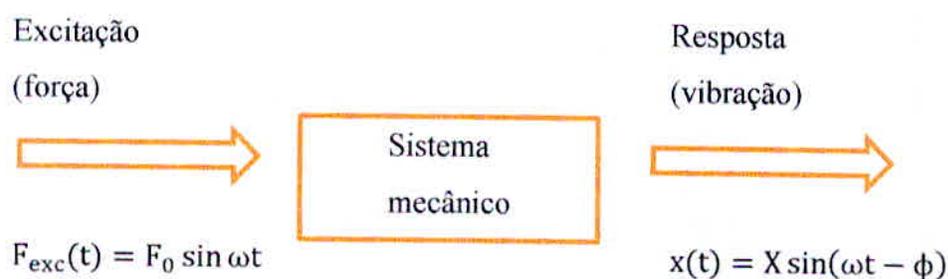
Se considerarmos um desbalanceamento, em uma direção vertical, em um elemento rolante qualquer. Podemos dizer que a força que excita o conjunto na direção vertical será a componente da força de desbalanceamento nessa direção. Ou seja:

$$F_{exc}(t) = F_0 \sin \theta = F_0 \sin \omega t \text{ [N]}$$

Observa-se que ω é a frequência correspondente a rotação do rotor.

Neste caso, como a excitação é senoidal o conjunto vibrará também na forma senoidal.

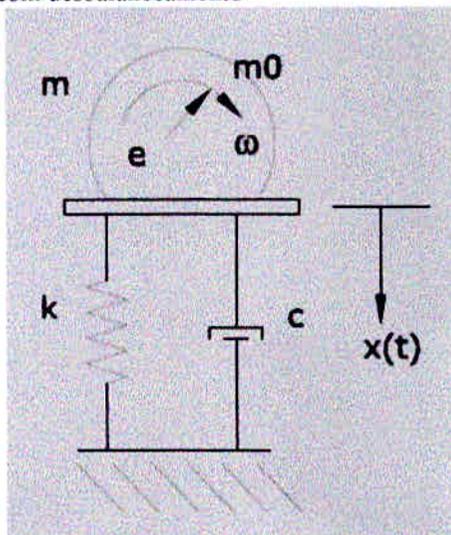
$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \text{ [\mu m]}$$



Temos então que se uma força senoidal externa for aplicada ao sistema, o sistema vibrará uma frequência igual a frequência da força de excitação. Há contudo, uma defasagem

na resposta, ou seja, o deslocamento máximo ocorre depois da força passar pelo seu máximo, direção vertical. Este atraso é chamado de ângulo de fase e é representado por ϕ (ALMEIDA, 2012).

Figura 14 - Modelo de máquina rotativa com desbalanceamento



Fonte: (SILVA, 2009).

Neste caso a equação do movimento do sistema é descrita por (HIBBLER, 2008):

$$Mx'' + cx' + kx = F_0 \sin(\omega t)$$

Assim para este caso, a amplitude de vibrações em regime permanente de uma máquina rotativa com desbalanceamento pode ser obtida a partir da Equação:

$$X_p = \frac{F/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$$

Onde r é relação entre as frequências ω/ω_n .

Como a amplitude da força de desbalanceamento é $F = m_0 e \omega^2$ a equação acima pode ser reescrita

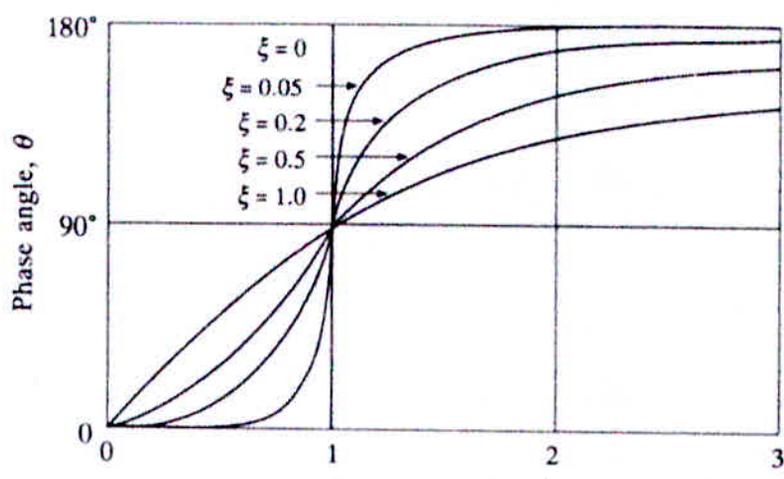
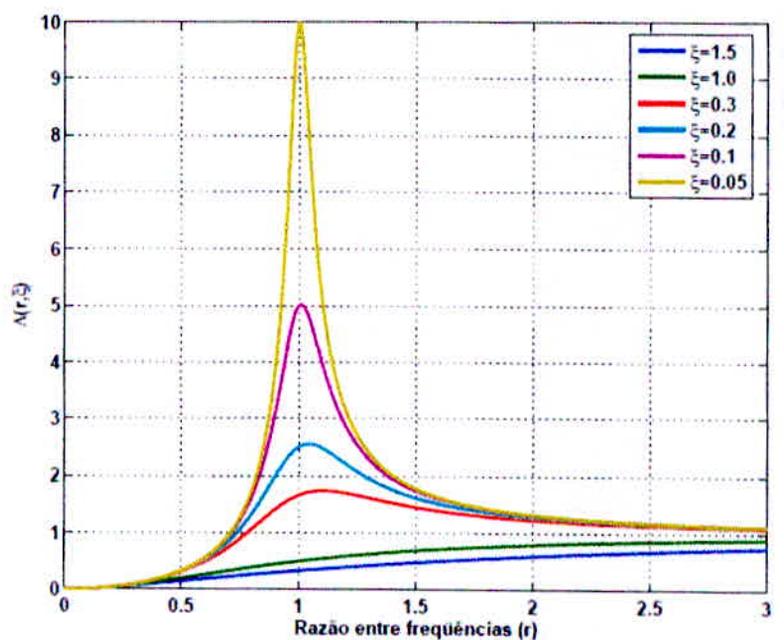
$$\frac{X_p}{k} = \frac{m_0 e \omega^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$$

sendo que m_0e representa a quantidade de desbalanceamento do sistema. Em geral m_0e é obtido a partir de um teste experimental para procurar adicionar massas para corrigir este desbalanceamento, uma vez que esta excitação em níveis muito grandes pode comprometer o funcionamento de uma máquina e diminuir sua vida útil. Dividindo a acima por m obtém-se a expressão final conhecida como fator de ampliação adimensional $\Lambda(r, \zeta)$ (SILVA, 2009).

$$\frac{mX_p}{m_0e} = \Lambda(r, \zeta) = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}$$

O gráfico abaixo ilustra a função $\Lambda(r, \zeta)$ para vários valores de r e ζ

Figura 15: Transmissibilidade e fase



Fonte: (SILVA, 2009).

2.11 Método da Meia-Potência para determinação do Fator de Amortecimento

A partir da obtenção do espectro da amplitude em função da frequência de excitação, utiliza-se os valores das frequências de excitação correspondentes às amplitudes iguais a 0,707 da amplitude na ressonância (CARVALHO, 2002).

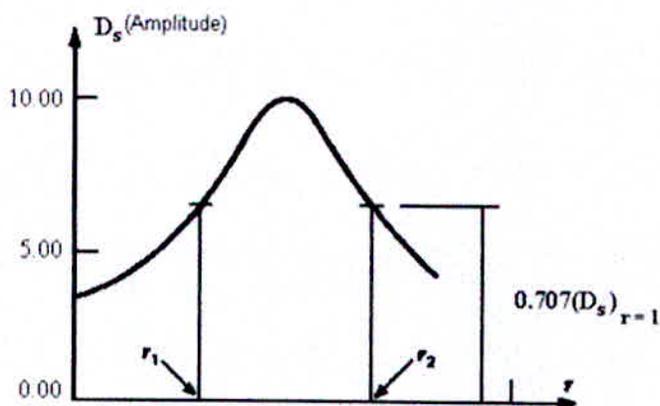
Estes pontos são chamados de pontos de meia-potência.

A partir dos valores destas frequências e da frequência natural, calcula-se o fator de amortecimento pela fórmula

$$\zeta = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\Omega_2 - \Omega_1}{\omega_n} \right) \quad \text{ou} \quad \zeta = \left(\frac{r_2 - r_1}{2} \right) ,$$

onde Ω_1 e Ω_2 são as frequências de excitação, ω_n é a frequência natural, e r_1 e r_2 são, respectivamente, a divisão de Ω_1 e Ω_2 por ω_n .

Figura 16 - Curva de resposta com os pontos de meia potência



Fonte: (CARVALHO, 2002).

3 METODOLOGIA

3.1 Frequências Naturais

Com o propósito de avaliar se os rotores são ditos flexíveis, o primeiro passo é medir as frequência naturais do dispositivo nos pontos 1 e 2, nas direções vertical, horizontal e axial.

- a) Teste de impacto “Bump test” – Com a máquina parada ou em funcionamento, a máquina é excitada por meio de um impacto, preferencialmente por meio de um martelo de borracha.

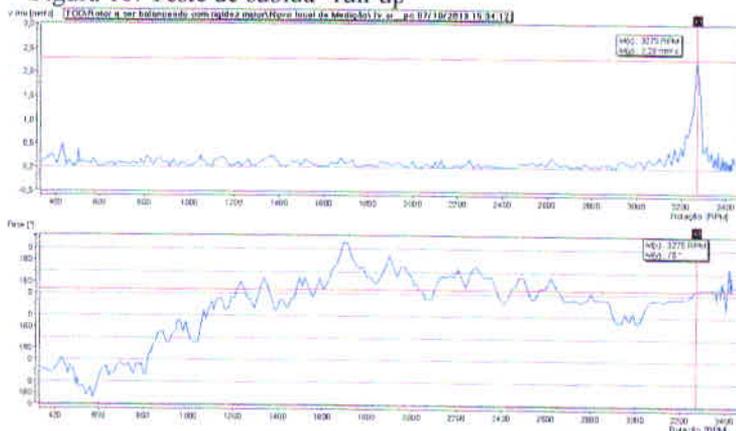
Figura 17: Teste de impacto “bump test”



Fonte: o autor.

- b) Teste de subida “run-up” – Técnica utilizada para determinação das frequências naturais medida no momento em que a máquina está ganhando velocidade.

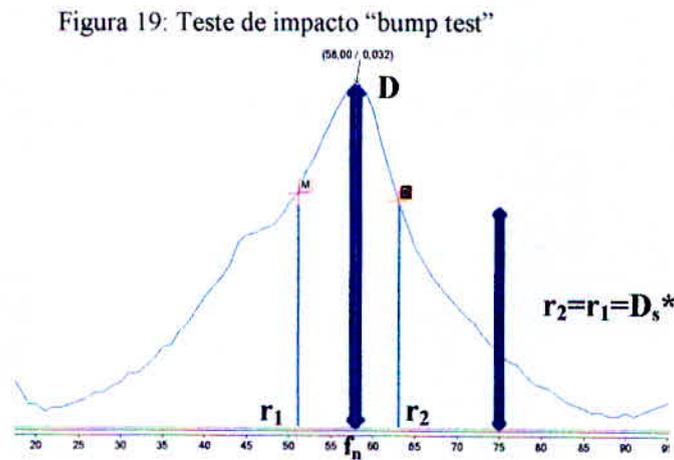
Figura 18: Teste de subida “run-up”



Fonte: o autor.

3.2 Fator de amortecimento

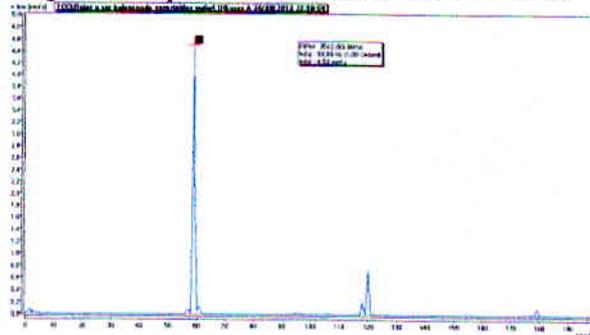
Aproveitando os espectros obtidos em 1, calcula-se o fator de amortecimento em cada posição e ponto.



3.3 Frequência de rotação do equipamento

Mede-se a frequência de funcionamento do equipamento

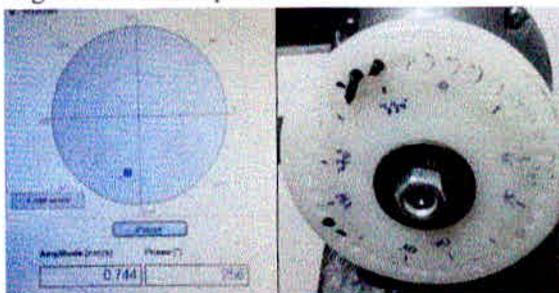
Figura 20: Espectro de velocidade - RMS em mm/s



3.4 Balanceamento pelo método coeficiente de influência

- a) Medição do nível de vibração

Figura 21: Passo a passo



Fonte: o autor.

- b) Adição de massa controlada, simulando um desbalanceamento

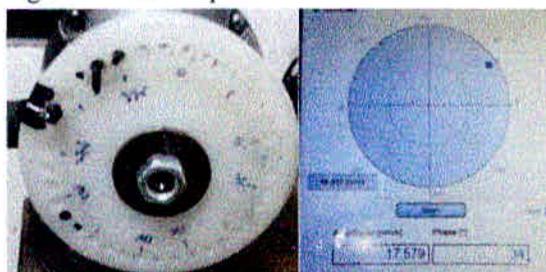
Figura 22: Passo a passo



Fonte: o autor.

- c) Inicia-se o processo de balanceamento medindo-se a vibração inicial e a fase

Figura 23: Passo a passo



Fonte: o autor.

- d) Adição de massa de teste em uma posição qualquer, inserindo os valores de massa e fase no coletor

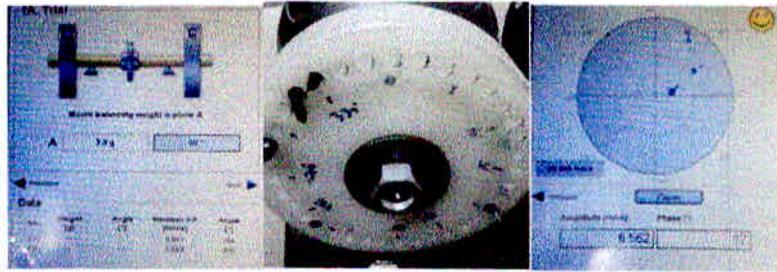
Figura 24: Passo a passo



Fonte: o autor.

- e) Retira-se a massa de teste caso necessário e adiciona-se a massa indicada pelo coletor na posição indicada.

Figura 25: Passo a passo



Fonte: o autor.

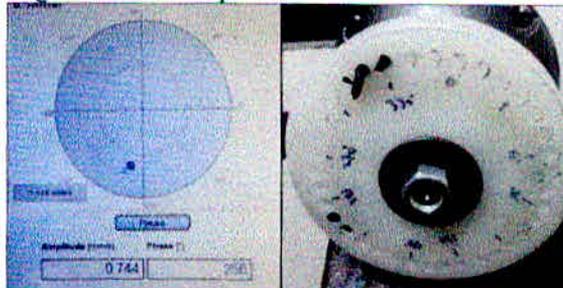
- f) Realiza-se refino do balanceamento, adicionando a quantidade de massa no ângulo indicado pelo coletor até obter o grau de balanceamento desejado.

3.5 Balanceamento pelo método dos três pontos

Primeiramente vale ressaltar que o coletor VibXpert II, utilizado nestes ensaios, não realiza balanceamento pelo método dos três pontos. Sua plataforma apenas está sendo utilizada para coletar os dados necessários e facilitar a apresentação das etapas necessárias.

- a) Medição do nível de vibração do rotor já balanceado

Figura 27: Passo a passo



Fonte: o autor.

- b) Adição de massa controlada, simulando um desbalanceamento

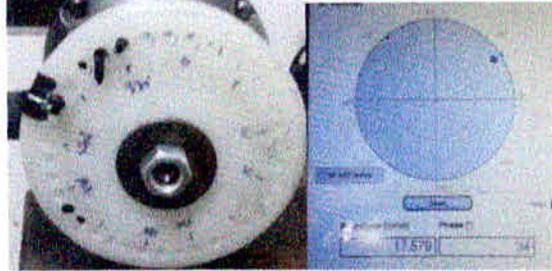
Figura 28: Passo a passo



Fonte: o autor.

- c) Inicia-se o processo de balanceamento medindo-se V_0

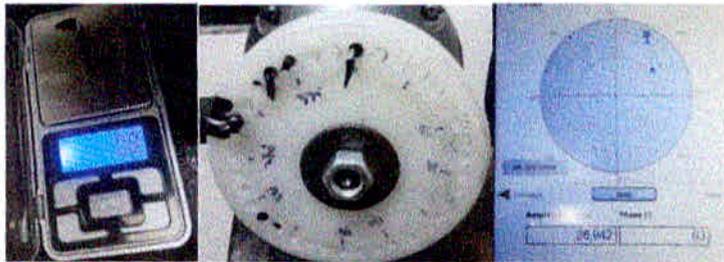
Figura 29: Passo a passo



Fonte: o autor.

- d) Adição de massa de teste em 0° , liga a máquina e mede-se V_{0°

Figura 30: Passo a passo



Fonte: o autor.

- e) Adição de massa de teste em 120° , liga a máquina e mede-se V_{120°

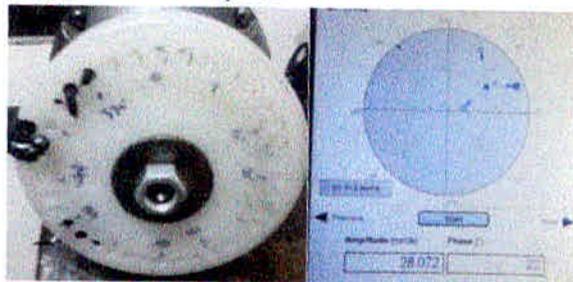
Figura 31: Passo a passo



Fonte: o autor.

- f) Adição de massa de teste em 240° , liga a máquina e mede-se V_{240°

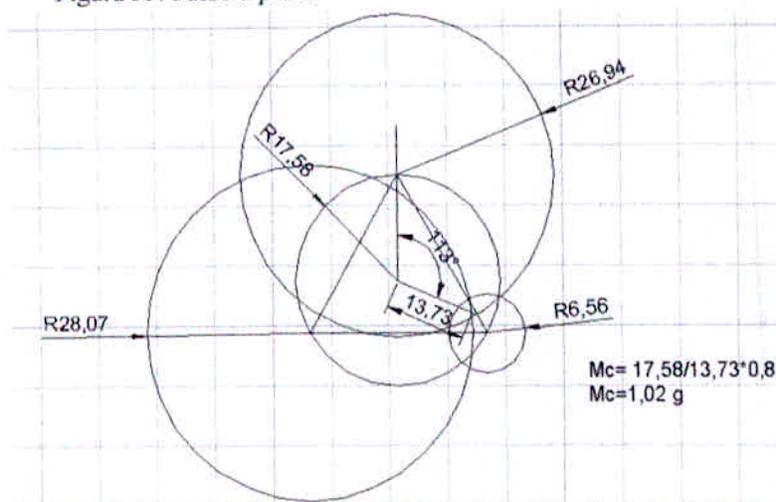
Figura 32: Passo a passo



Fonte: o autor.

- g) Plota-se as circunferências e determina o ângulo de correção e a massa de correção

Figura 33: Passo a passo

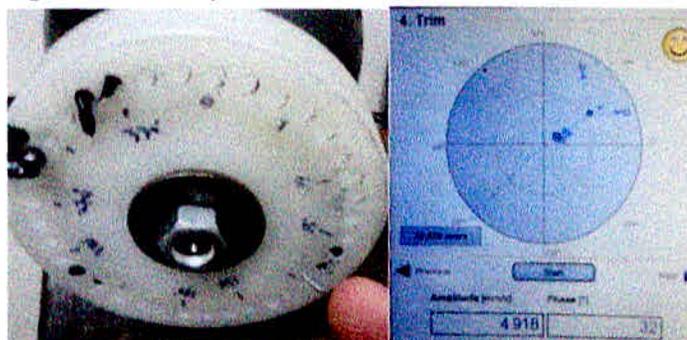


Fonte: o autor.

$$MC = M_t \cdot \frac{V}{V_t}$$

- h) Adição de massa de correção e mede-se o nível de vibração, se fora da faixa aceitável repete-se todo processo.

Figura 34: Passo a passo



Fonte: o autor.

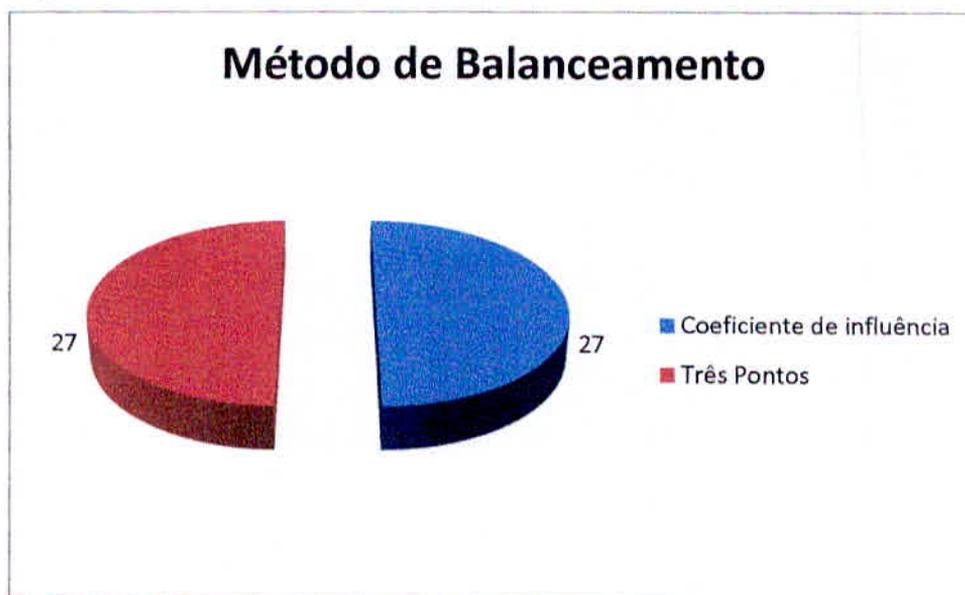
3.6 Estimativa de massa de teste

Calcula-se uma estimativa da massa de correção que deve ser utilizada levando-se em consideração a massa do rotor, a rotação, a distancia de colocação da massa de teste com relação ao centro geométrico, e a amplitude de vibração em mm/s.

3.7 Ensaio

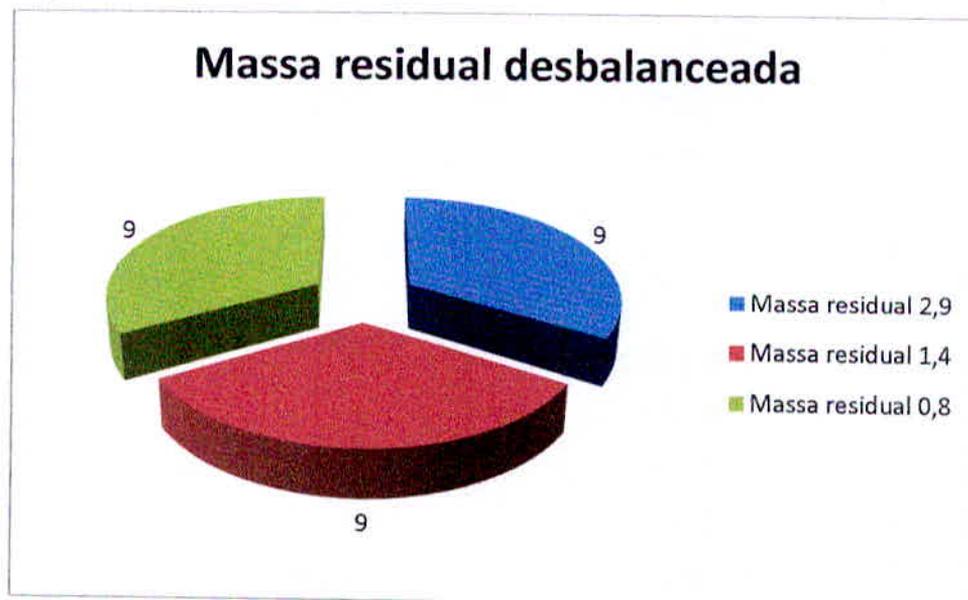
Serão realizados 54 ensaios distribuídos de acordo com método de balanceamento, valor da massa residual desbalanceadora, valor da massa de teste, e ângulo da colocação da massa de teste. Conforme figuras abaixo.

Figura 35: Método de Balanceamento



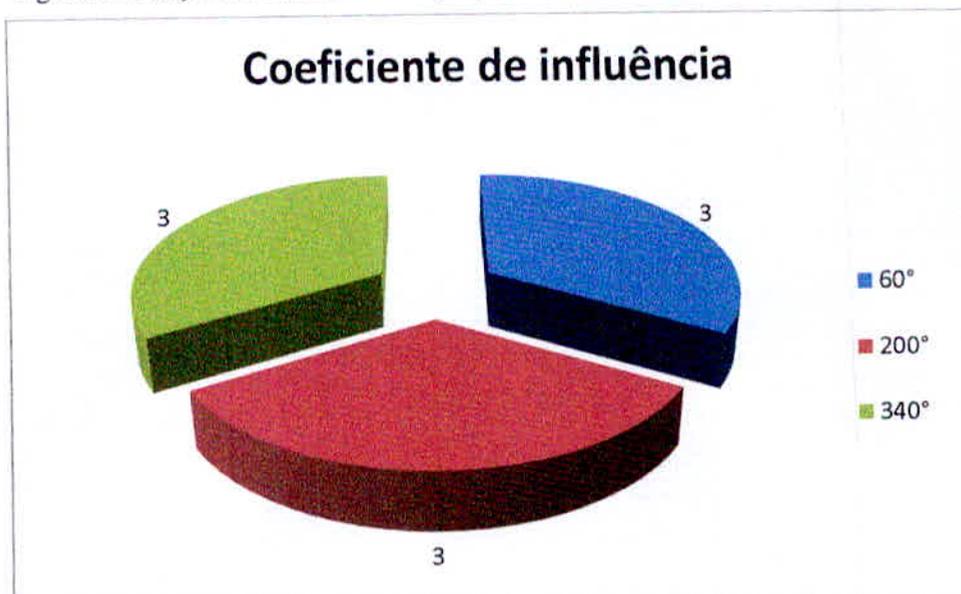
Fonte: o autor.

Figura 36: Massa residual desbalanceada



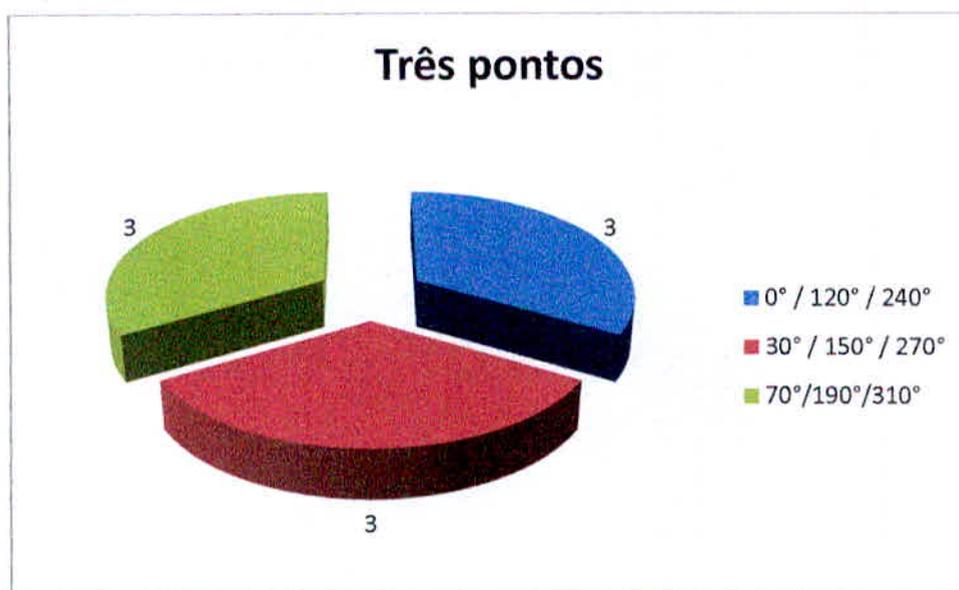
Fonte: o autor.

Figura 37: Posição das massas de correção para coeficiente de influência



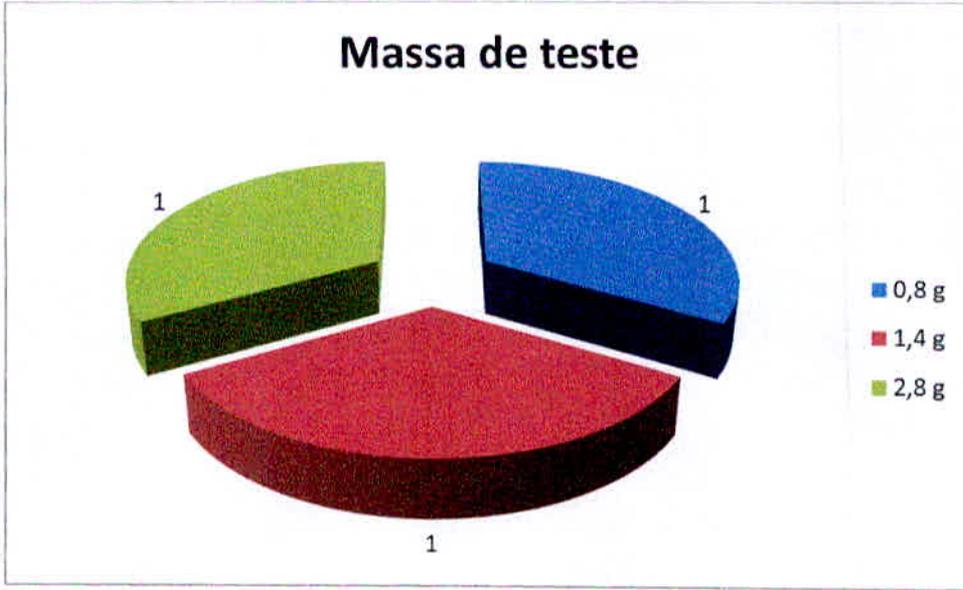
Fonte: o autor.

Figura 38: Posição das massas de correção para três pontos



Fonte: o autor.

Figura 39: Valores de massa de teste



Fonte: o autor.

4 RESULTADOS E DISCUÇÃO

4.1 Resultados do teste de impacto

Tabela 1: Dados dos espectros do “bump test” do anexo 1 e informações obtidas

	Frequência Natural (fn) em Hz	f1 em Hz (Amplitude fn*0,707)	r1 (f1/fn)	f2 em Hz (Amplitude fn*0,707)	r2 (f2/fn)	Fator de amortecimento (r2-r1)/2	Frequência de trabalho (f) em Hz	Relação f/fn
1 vertical	65,250	63,750	0,977	67,250	1,031	0,027	59,000	0,904
1 horizontal	62,880	57,500	0,914	75,500	1,201	0,143	59,000	0,938
2 vertical	61,750	51,800	0,839	65,340	1,058	0,110	59,000	0,955
2 horizontal	47,400	34,250	0,723	61,880	1,305	0,291	59,000	1,245
Axial	56,750	46,130	0,813	61,500	1,084	0,135	59,000	1,040

Fonte: o autor.

Como pode ser visto o rotor a ser balanceado é considerado flexível por estar na faixa entre $0,7 < r < 1,3$. (sendo r a relação entre f e f_n).

Além disso, podemos perceber que o fator de amortecimento, no geral é alto.

Embora o fato de termos r (f/f_n) próximo a 1 (um) ser muito interessante para este trabalho, devemos lembrar que do ponto de vista de um projeto, seria extremamente indesejado.

Infelizmente não foi possível diminuir o amortecimento do conjunto, fato que facilita o balanceamento principalmente por diminuir a taxa de variação da fase.

Apresentamos abaixo alguns detalhes dos balanceamentos realizados nos rotores em questão.

4.2 Estimativa de massa de correção

A partir das formulas apresentadas no item 2.8 deste trabalho, pode-se obter as estimativas de massa de teste ou a partir da rotação da máquina ou a partir da amplitude de vibração da máquina, além das variáveis peso do rotor e raio de adição da massa de teste.

$$mt = \frac{5 \cdot V_0}{60}$$

Tabela 2: Massa de correção

V_0 (mm/s)	Mt (g)
5	0,41
10	0,83
15	1,25
20	1,66
30	2,5
50	4,17

Fonte: o autor.

Ou,

$$mt = \frac{90 \cdot 5}{\left(\frac{3600}{1000}\right)^2 \cdot 60} = 0,58 \text{ g}$$

4.3 Resultados e análise dos ensaios

Foram realizados 54 ensaios, com variação das variáveis de acordo com a metodologia proposta, conforme tabela 3, a seguir.

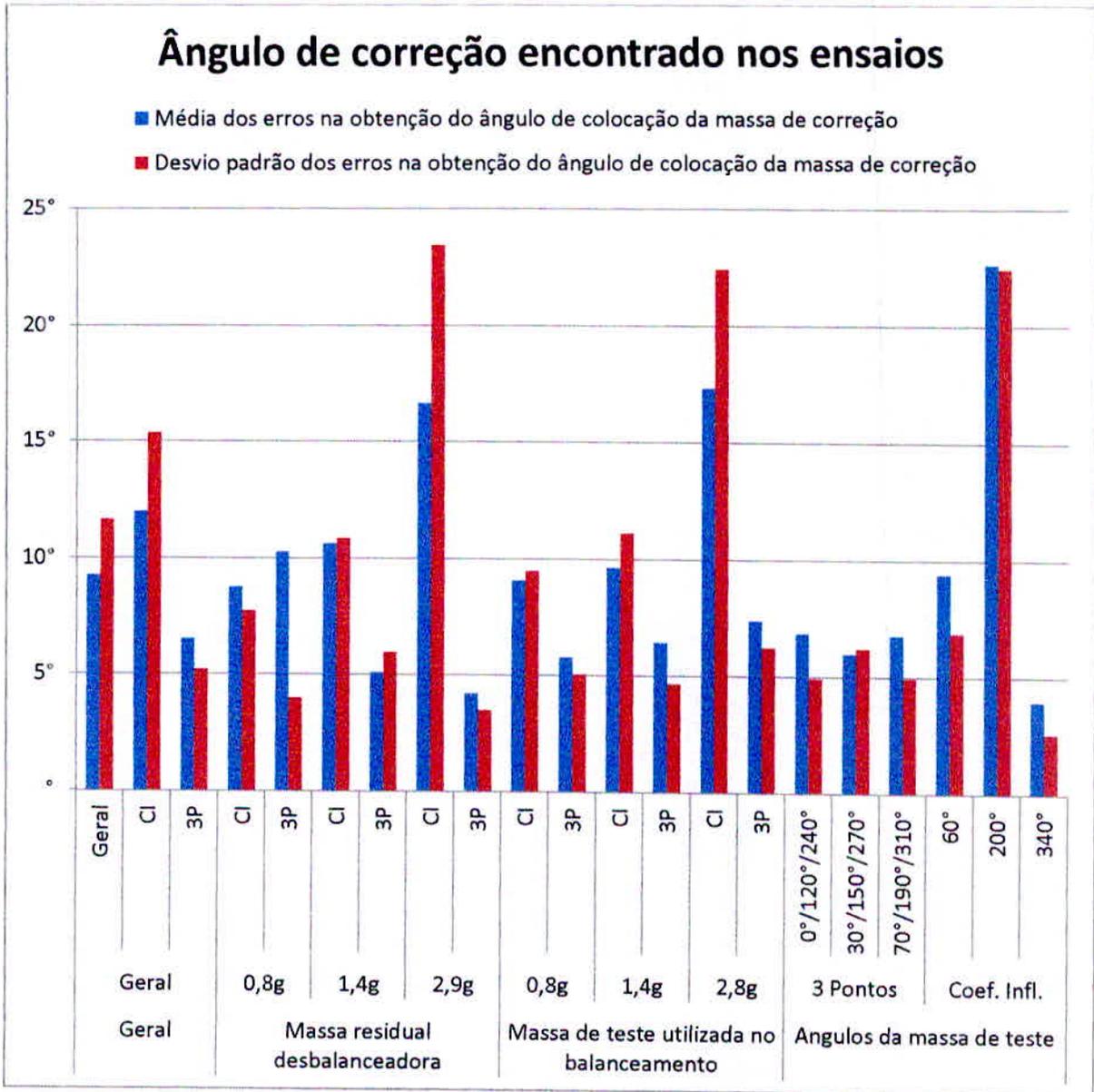
Para análise, classificou-se os dados de diferentes maneiras, buscando pontos de vistas diferentes e considerados relevantes.

Tabela 3: Resumo dos ensaios

Ensaio	Método	Massa residual	Ângulo da massa residual	Massa de teste	Ângulo(s) da massa de teste	$V/V0^{\circ}/V120^{\circ}/V240^{\circ}$	Massa de correção encontrada pelo método	% de erro da massa	Ângulo encontrado pelo método	Erro do ângulo em módulo
1	CI	0,8	180°	0,8	60°		0,8	0%	13°	13°
2	CI	0,8	180°	1,4	60°		0,8	0%	14°	14°
3	CI	0,8	180°	2,8	60°		0,5	-38%	351°	9°
4	CI	0,8	180°	0,8	200°		0,6	-25%	359°	1°
5	CI	0,8	180°	1,4	200°		0,5	-38%	360°	°
6	CI	0,8	180°	2,8	200°		0,4	-50%	335°	25°
7	CI	0,8	180°	0,8	340°		0,7	-13%	8°	8°
8	CI	0,8	180°	1,4	340°		0,6	-25%	4°	4°
9	CI	0,8	180°	2,8	340°		0,5	-38%	355°	5°
10	CI	1,4	180°	0,8	60°		1,1	-21%	18	18°
11	CI	1,4	180°	1,4	60°		1,4	0%	18	18°
12	CI	1,4	180°	2,8	60°		1,2	-14%	351°	9°
13	CI	1,4	180°	0,8	200°		1	-29%	5°	5°
14	CI	1,4	180°	1,4	200°		0,9	-36%	354°	6°
15	CI	1,4	180°	2,8	200°		0,7	-50%	326°	34°
16	CI	1,4	180°	0,8	340°		1,3	-7%	°	°
17	CI	1,4	180°	1,4	340°		1,3	-7%	5°	5°
18	CI	1,4	180°	2,8	340°		1,1	-21%	1°	1°
19	CI	2,9	180°	0,8	60°		2,4	-17%	1°	1°
20	CI	2,9	180°	1,4	60°		2,6	-10%	2°	2°
21	CI	2,9	180°	2,8	60°		2,6	-10%	1°	1°
22	CI	2,9	180°	0,8	200°		1,4	-52%	331°	29°
23	CI	2,9	180°	1,4	200°		1,4	-52%	325°	35°
24	CI	2,9	180°	2,8	200°		1,3	-55%	291°	69°
25	CI	2,9	180°	0,8	340°		2,3	-21%	353°	7°
26	CI	2,9	180°	1,4	340°		2,5	-14%	357°	3°
27	CI	2,9	180°	2,8	340°		2,7	-7%	3°	3°
28	3P	0,8	180°	0,8	0°/120°/240°	6,8/1,1/13,1/14,54	-	-	10°	10°
29	3P	0,8	180°	1,4	0°/120°/240°	6,8/8,6/20,19/22,6	0,60	-26%	15°	15°
30	3P	0,8	180°	2,8	0°/120°/240°	6,8/27,9/46,35/48	0,44	-45%	9°	9°
31	3P	0,8	180°	0,8	30°/150°/270°	6,9/2,5/15,4/12,37	-	-	350°	10°
32	3P	0,8	180°	1,4	30°/150°/270°	6,9/7/23,5/19,6	-	-	353°	8°
33	3P	0,8	180°	2,8	30°/150°/270°	6,9/28,5/50,6/44,6	-	-	2°	2°
34	3P	0,8	180°	0,8	70°/190°/310°	6,9/6,7/16,7/7,9	0,60	-25%	345°	15°
35	3P	0,8	180°	1,4	70°/190°/310°	6,9/14/26,7/14,4	0,54	-33%	347°	13°
36	3P	0,8	180°	2,8	70°/190°/310°	6,9/35,8/53,3/35,9	-	-	349°	11°
37	3P	1,4	180°	0,8	0°/120°/240°	13,1/5,1/20,4/21,8	0,93	-34%	6°	6°
38	3P	1,4	180°	1,4	0°/120°/240°	13,1/1,7/29,4/30,8	-	-	3°	3°
39	3P	1,4	180°	2,8	0°/120°/240°	13,1/19/56,2/57,2	-	-	2°	2°
40	3P	1,4	180°	0,8	30°/150°/270°	13,8/7,1/24,3/18	0,97	-31%	°	°
41	3P	1,4	180°	1,4	30°/150°/270°	13,8/4,6/35,4/25,2	-	-	3°	3°
42	3P	1,4	180°	2,8	30°/150°/270°	13,8/20,6/64,1/46,8	-	-	20°	20°
43	3P	1,4	180°	0,8	70°/190°/310°	13,9/12,95/26,2/11,2	0,98	-30%	5°	5°
44	3P	1,4	180°	1,4	70°/190°/310°	13,9/16,96/37/14,8	0,94	-33%	6°	6°
45	3P	1,4	180°	2,8	70°/190°/310°	13,9/35,75/67,3/31,3	-	-	1°	1°
46	3P	2,9	180°	0,8	0°/120°/240°	29,4/19,4/36,5/36,3	2,23	-23%	°	°
47	3P	2,9	180°	1,4	0°/120°/240°	27,5/11/44,3/45,7	2,66	-8%	5°	5°
48	3P	2,9	180°	2,8	0°/120°/240°	36,93/2,94/89,11/72,84	-	-	348°	12°
49	3P	2,9	180°	0,8	30°/150°/270°	36,52/24,33/50,62/39,11	1,86	-36%	2°	2°
50	3P	2,9	180°	1,4	30°/150°/270°	36,85/19,01/63,71/44,19	1,91	-34%	2°	2°
51	3P	2,9	180°	2,8	30°/150°/270°	37,72/15,27/90,49/67,73	-	-	353°	7°
52	3P	2,9	180°	0,8	70°/190°/310°	37,08/34,54/55,38/30,76	1,74	-40%	356°	4°
53	3P	2,9	180°	1,4	70°/190°/310°	37,81/35,07/70,51/29,02	1,92	-34%	357°	3°
54	3P	2,9	180°	2,8	70°/190°/310°	38,18/48,03/92,98/33,39	2,68	-8%	3°	3°

Fonte: o autor.

Figura 40: Posição da massa de correção obtida nos ensaios

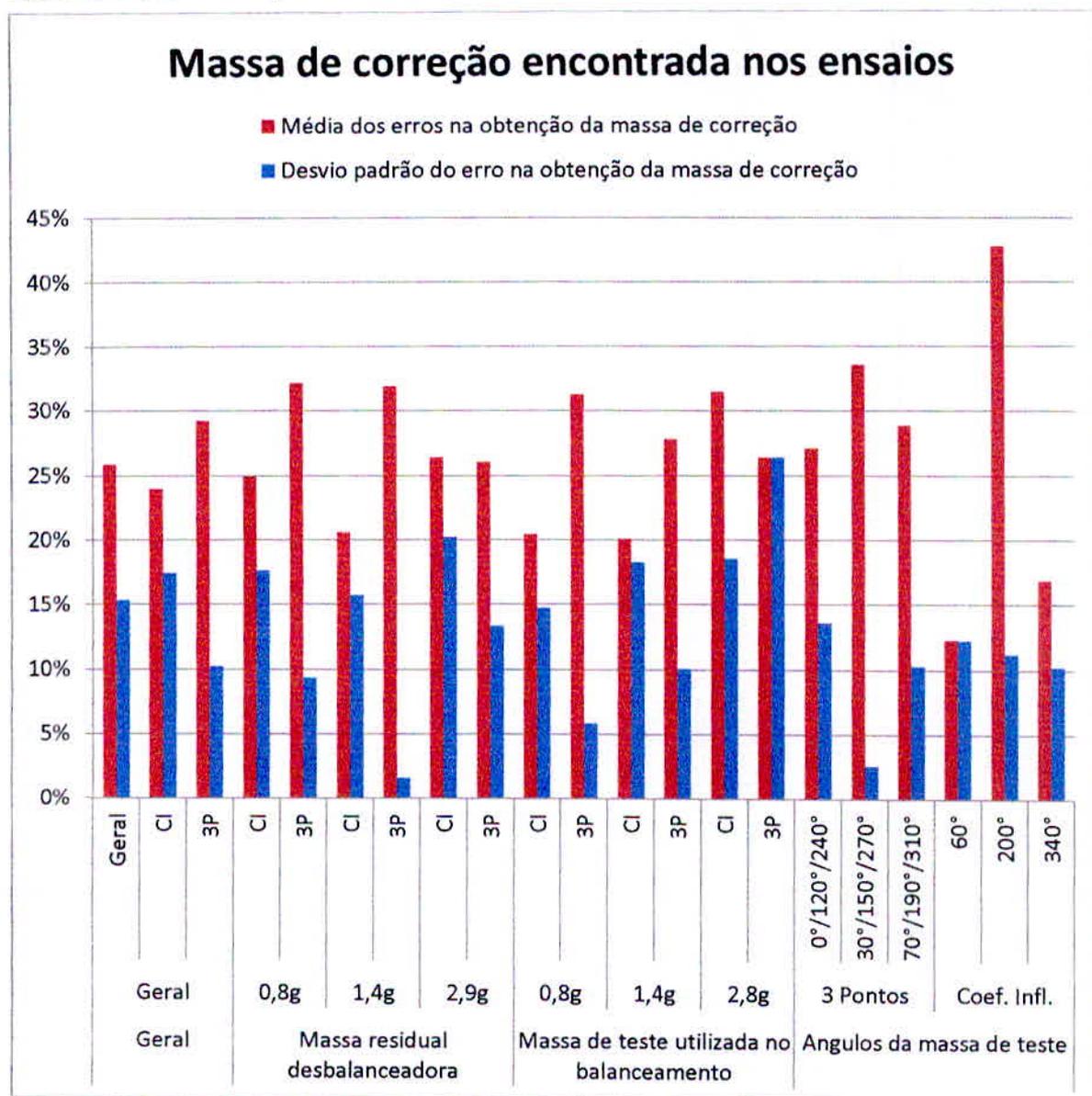


Fonte: o autor.

No geral, o método de balanceamento por três pontos se mostrou mais eficiente na obtenção do ângulo de colocação da massa de correção, com média e desvio padrão relativamente baixos para o tipo de rotor em questão.

Destaca-se a ineficiência do método de coeficiente de influência quando a massa de teste foi colocada na posição 200°, com massa desbalanceada de 2,9g e massa de correção de 2,9g, com erro médio e desvio padrão acima de 20°.

Figura 41: Massa de correção obtida nos ensaios



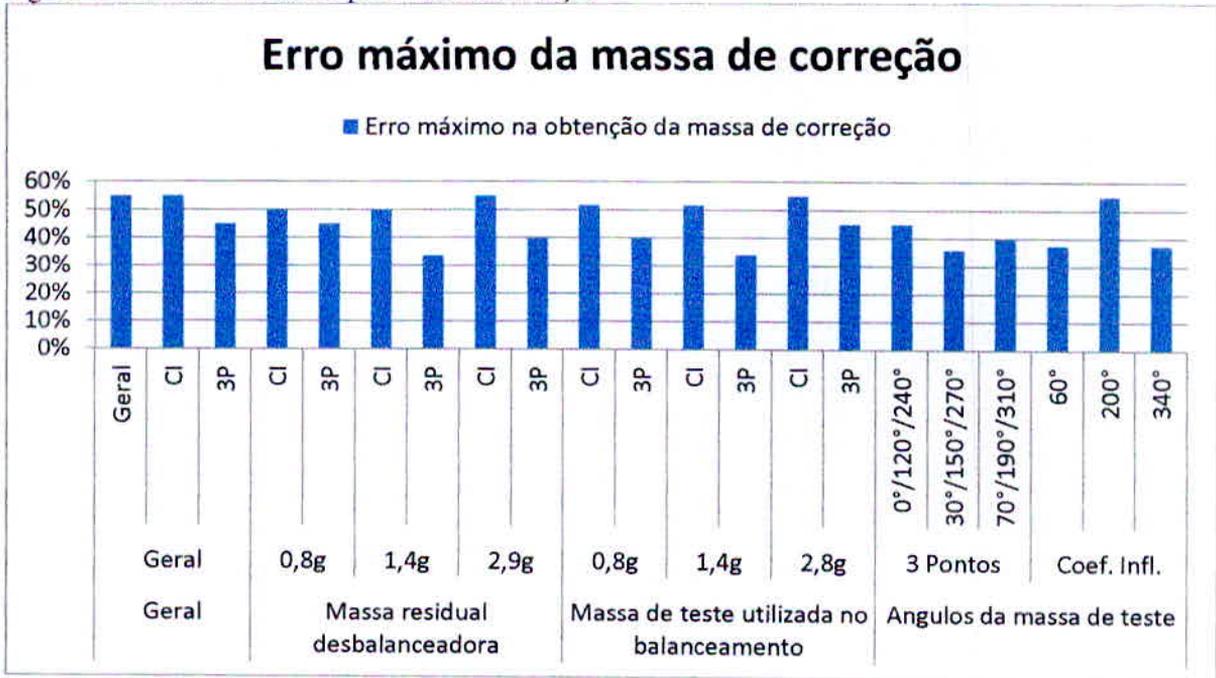
Fonte: o autor.

O erro na obtenção da massa de correção obteve um erro médio de aproximadamente 25% com desvio padrão relativamente baixo.

Isso se deve principalmente pela não linearidade dos níveis de vibração resultantes de uma força desbalanceadora, mesmo com um fator de amortecimento alto.

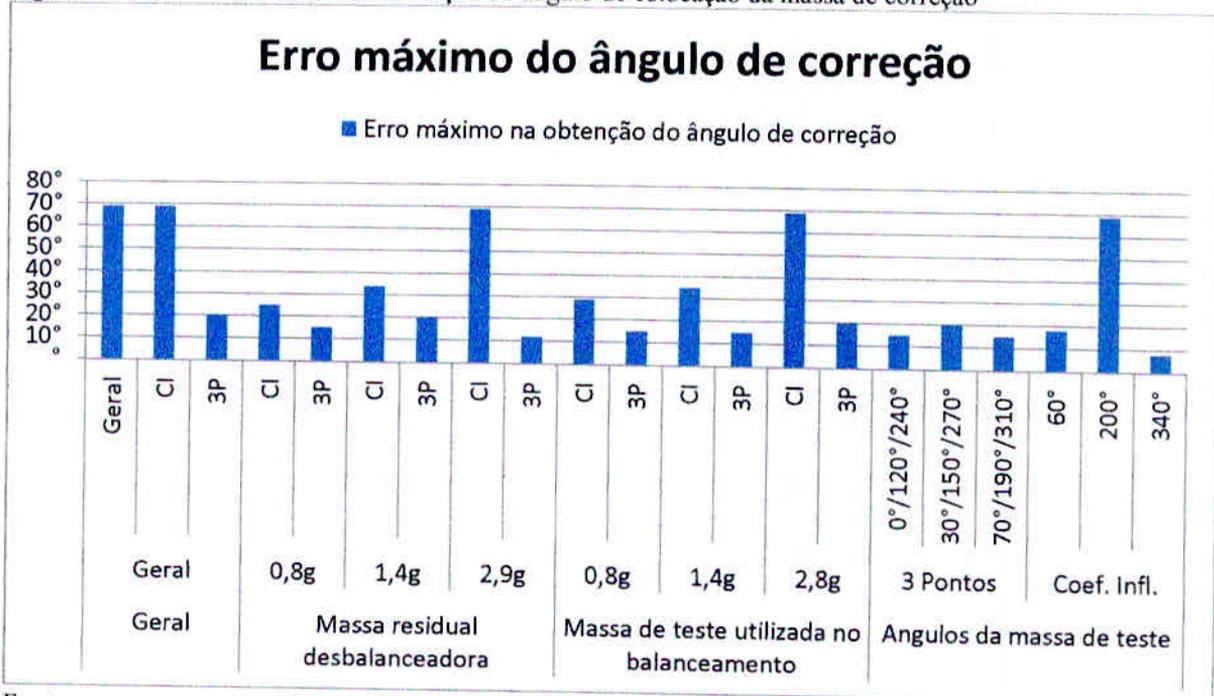
Destaca-se novamente o erro encontrado no balanceamento pelo método coeficiente de influência com massa de teste fixada nos 200°, próxima da massa residual desbalanceadora, induzindo altos níveis de vibração e uma grande alteração da fase para uma pequena alteração da velocidade de rotação.

Figura 42: Máximo erro obtido para massa de correção



Observa-se que o balanceamento de rotores flexíveis resulta em erros consideráveis de massa de correção nos dois métodos. Lembrando que os erros na obtenção da massa estão em módulo e que em nenhum caso obteve-se massa de correção maior que a massa residual desbalanceadora.

Figura 43: Máximo erro obtido na obtenção do ângulo de colocação da massa de correção

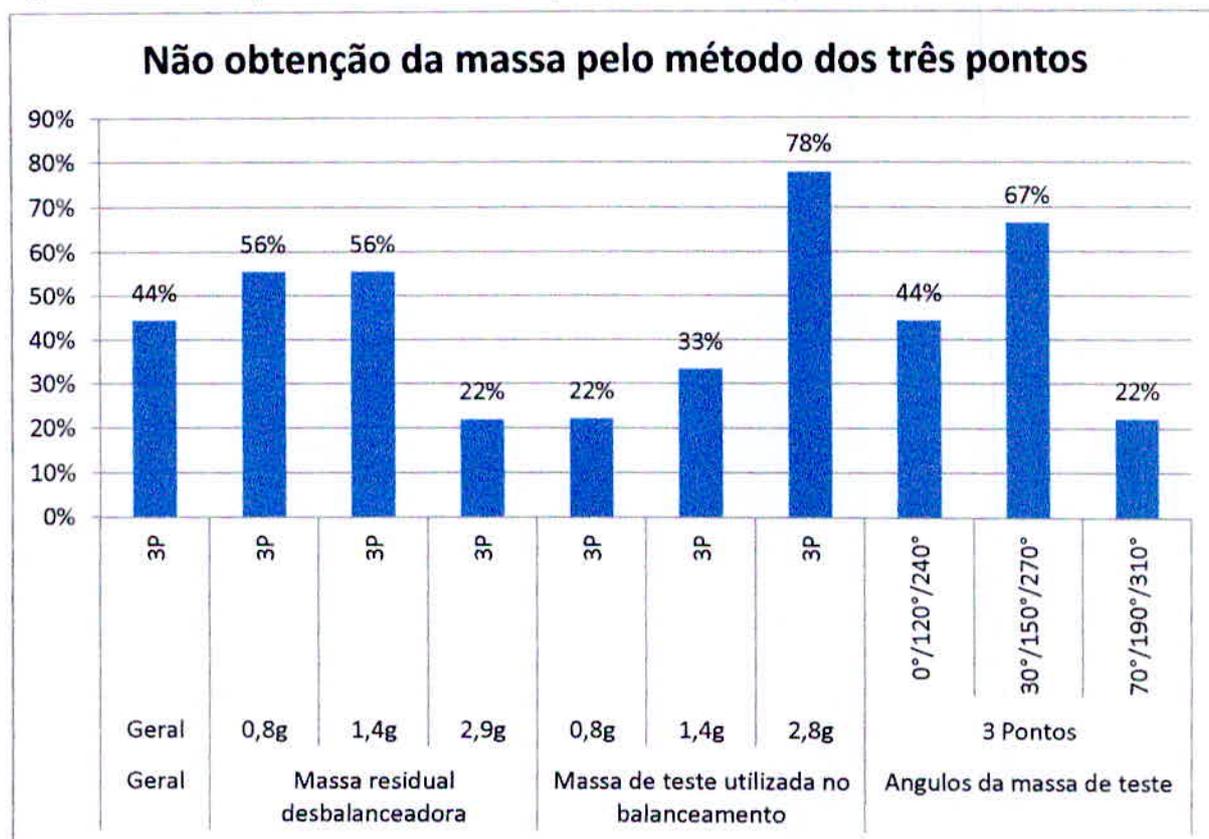


Na obtenção do ângulo de correção para o balanceamento, o método por três pontos se mostrou muito mais confiável, com erro máximo de 20°.

Esta informação pode ser considerada chave na avaliação do método de balanceamento por três pontos com relação ao método por coeficiente de influência.

A posição correta da massa de correção em um balanceamento é a variável de maior relevância, é o caminho para o sucesso da correção.

Figura 44: Não interseção das três circunferências pelo método dos três pontos



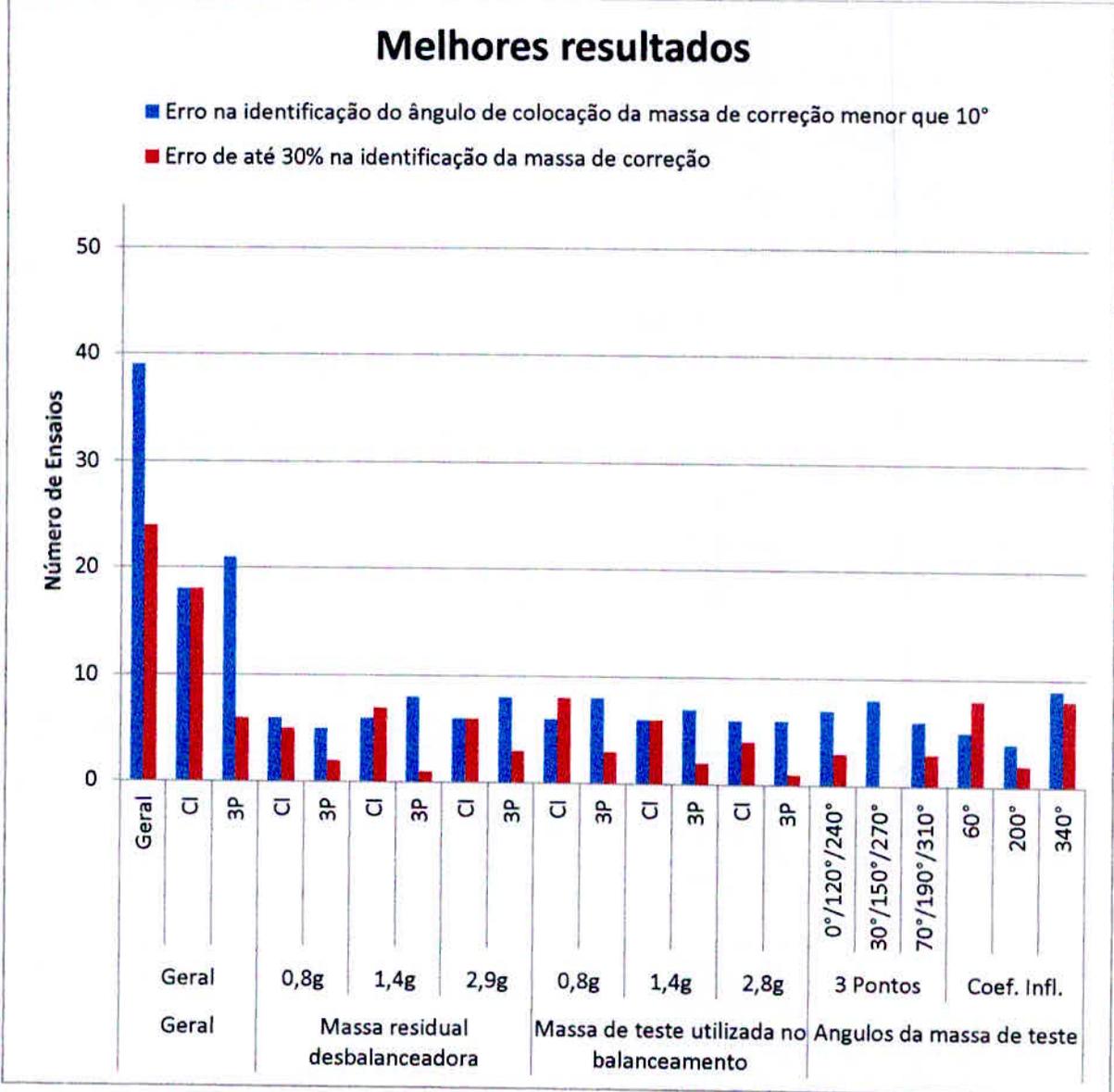
Fonte: o autor.

Este é o ponto fraco do método de balanceamento por três pontos. Embora a determinação da posição da massa de correção seja bastante confiável, a determinação da massa de correção muitas vezes não pode ser obtida.

Caso utilize-se uma massa de correção relativamente alta para o rotor em questão, observou-se que em quase 80% dos ensaios nesta situação, não se determinou a massa de correção.

A não obtenção da massa de correção acontece quando as três circunferências não se interceptam. Em todos os ensaios que isso ocorreu, foi possível determinar o ângulo de correção, e com sucesso na maioria dos casos.

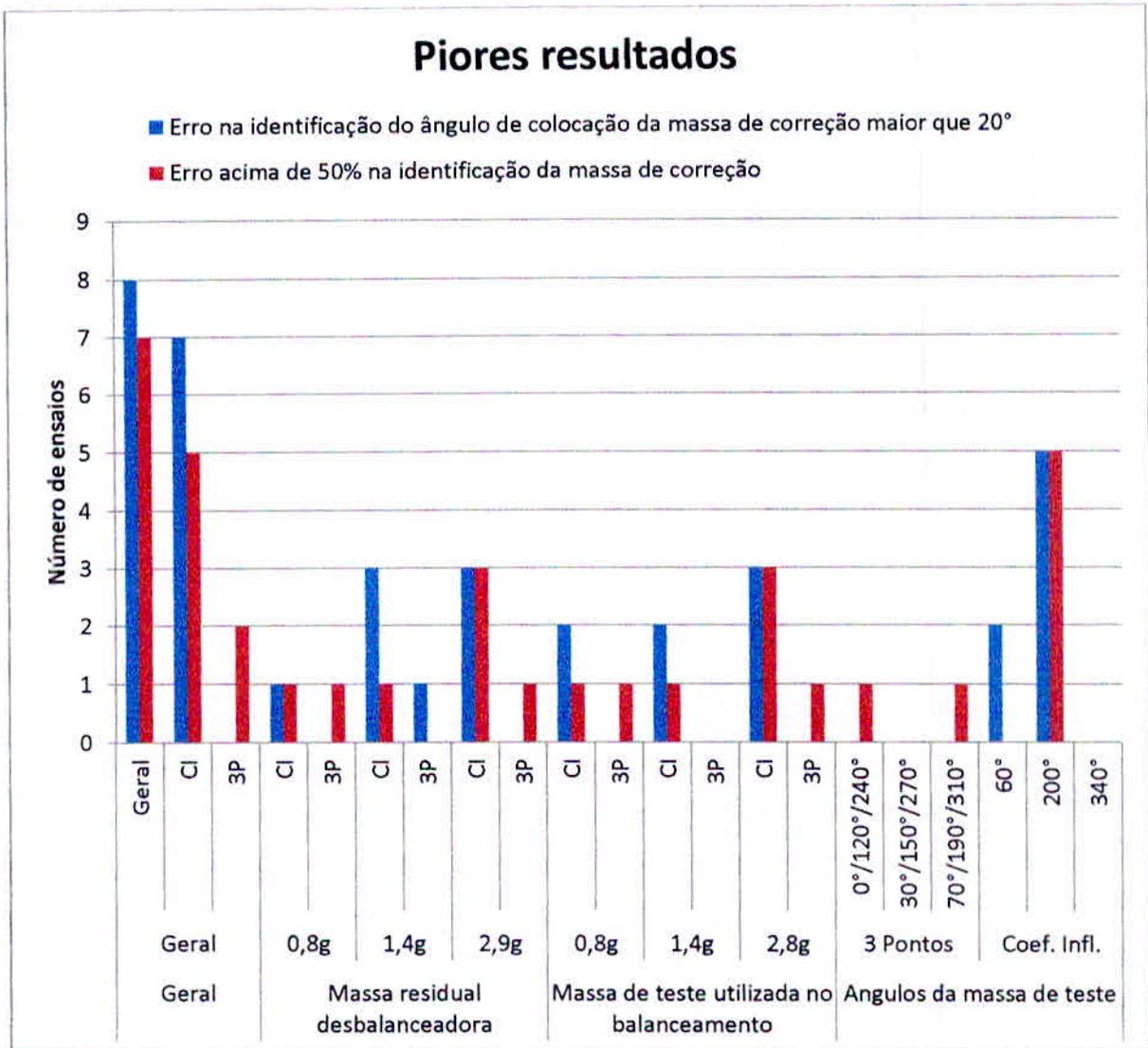
Figura 45: Melhores resultados



Fonte: o autor.

Destaca-se a assertividade na obtenção do ângulo de correção para o método dos três pontos e a obtenção da massa de correção para o método do coeficiente de influência.

Figura 46: Piores resultados



Fonte: o autor.

Nesta avaliação, pode-se considerar que o método com erros pequenos na obtenção do ângulo de correção seja considerado o melhor método. Isso porque a fixação de uma massa de correção em uma posição que aumenta o nível de vibração do conjunto é muito indesejada, já que na grande maioria dos balanceamentos essas massas são soldadas no rotor. Acarretando a fixação de uma serie de massas de correção que aumentarão a massa de rotor e não solucionando o problema do desbalanceamento.

Por este ponto de vista, fica fácil perceber que o método dos três pontos é indicado para o balanceamento de rotores flexíveis que estão com sua frequência de trabalho próximo da frequência natural do conjunto.

5 CONCLUSÃO

Frente ao objetivo proposto de avaliar os métodos Coeficiente de Influência e Três Pontos, no balanceamento em um plano de um rotor flexível, confirma-se que os rotores são considerados flexíveis, mediante relação das frequências naturais e frequência de trabalho dos rotores. Além disso, calculou-se o fator de amortecimento nos diferentes pontos e posições, devido a sua relevância na taxa de variação da fase e no controle da ressonância para os rotores em estudo.

Com relação aos resultados da correta posição de fixação das massas de correção, dentro de uma margem de erro de 10° , obteve-se 73% de assertividade nos 54 ensaios realizados. Sendo 78% de assertividade nos ensaios pelo método dos três pontos e 67% nos ensaios pelo método coeficiente de influência.

Ao considerar os erros na obtenção do ângulo da massa de correção, com erro maior que 20° , percebe-se a vantagem do método dos três pontos frente ao coeficiente de influência. Todos os erros de ângulo superiores a 20° foram resultantes de balanceamento pelo método do coeficiente de influência, sendo o maior erro de 69° .

Na obtenção da massa de correção, em consequência da não linearidade da amplitude de vibração frente à força desbalanceadora, os dois métodos apresentaram erro médio de 26% e desvio padrão de 15%, da massa que seria a correta. O método coeficiente de influência obteve resultado ligeiramente superior, com média de erro de 24%, frente aos 29% de erro do método dos três pontos, com relação a correta massa de teste. Destaca-se a dificuldade na determinação da massa de correção pelo método dos três pontos devido a não interseção das três circunferências em 44% dos ensaios que utilizou este método. Em quase 90% dos ensaios pelo método coeficiente de influência, a massa de correção obteve erro de até 30%. Em nenhum caso a massa de correção obtida pelos métodos ficou acima da correta.

Frente ao exposto, conclui-se que a utilização do método dos três pontos no balanceamento de rotores flexíveis é de grande valia na determinação do ângulo de correção. Para solucionar a dificuldade na obtenção da massa por este método, sugere-se a aplicação simultânea do método coeficiente de influência para determinação da massa de correção. Sugere-se a média das três massas calculadas durante a colocação das massas no método dos três pontos, para determinação da massa de correção. Com vista aos resultados obtidos nos ensaios, sugere-se ainda, a exclusão da massa de correção encontrada na etapa em que uma circunferência for muito maior que as outras duas, na obtenção da média da massa de correção.

A resposta relativamente positiva em balancear este rotor flexível pelo método do coeficiente de influência está no amortecimento do conjunto, que contribuiu para controlar os níveis de vibração, e principalmente diminuir a taxa de variação da fase. Impedindo que ocorresse a ressonância e permitindo uma alteração suave da fase na maioria dos ensaios.

Para novos trabalhos sugere-se a utilização de um conjunto com fator de amortecimento reduzido para reavaliação dos métodos.

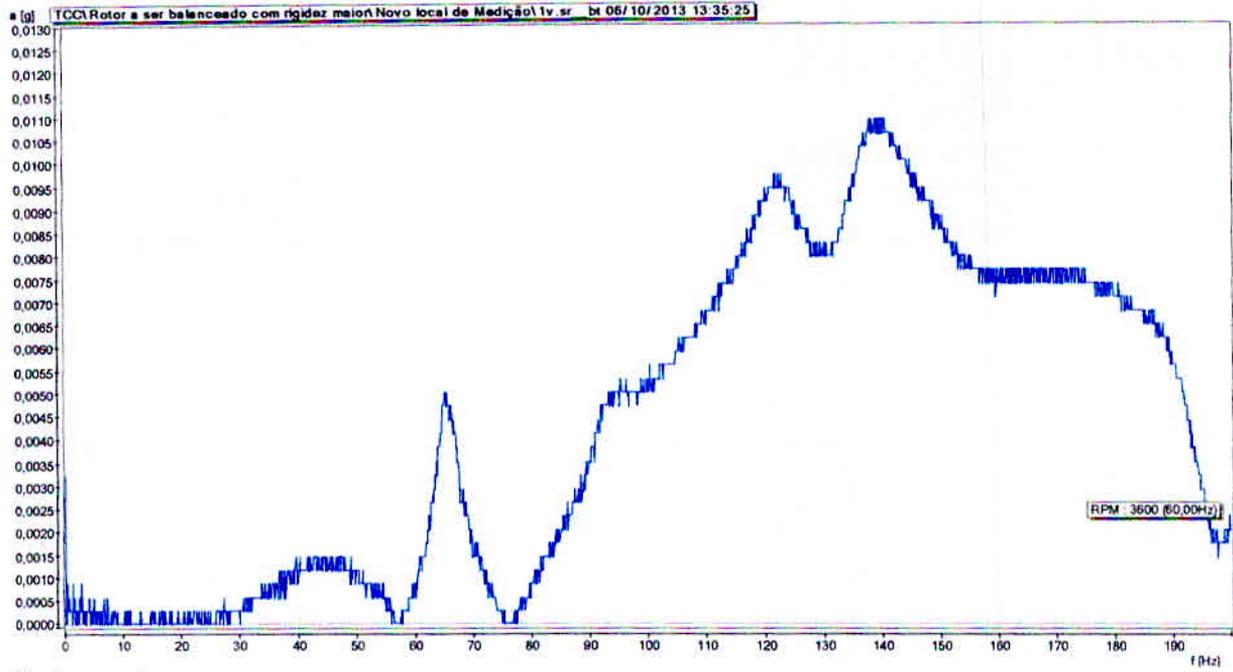
REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, Marcio Tadeu de. **Curso de análise de vibrações**: princípios de diagnósticos de defeitos em máquinas rotativas. 27 ed. Itajubá, MG: IVMTA, 2012.
- ALMEIDA, Marcio Tadeu de. **Curso de análise de vibrações**: técnicas de controle e redução de vibração em máquinas usando coletores de dados. 10 ed. Itajubá, MG: IVMTA, 2012.
- ALMEIDA, Marcio Tadeu de. **Curso de análise de vibrações**: técnicas avançadas de medidas e análise de vibrações em máquinas especiais. 11 ed. Itajubá, MG: IVMTA, 2012.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8008**: balanceamento de corpos rígidos rotativos. Rio de Janeiro, 1983.
- CARVALHO, Fábio Wagner Leão de Carvalho. **Procedimento experimental para avaliação do fator de amortecimento em estruturas**. (Dissertação de Mestrado) Belo Horizonte: UFMG, 2002.
- HARTOG, Jacob Pieter Den. **Vibrações nos sistemas mecânicos**. São Paulo: Edgard Blucher, 1972.
- HIBBELER, R.C. **Resistência dos materiais**. 5 ed. São Paulo: Person Prentice Hall, 2008.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDART. **ISO 1940**: Balance quality of rotating rigid bodies, 1973.
- NEPOMUCENO, Lauro Xavier. **Técnicas de manutenção preditiva**. São Paulo: Edgard Blucher, 1989.
- RANGEL JUNIOR, Joilson de Souza. **Análise rotodinâmica de equipamentos sujeitos a desbalanceamento estático, dinâmico e modal**. (Dissertação de Mestrado) Rio de Janeiro: UFRJ, 2008.
- RAO, Singiresu. **Vibrações Mecânicas**. 4 ed. São Paulo: Person Prentice Hall, 2011.
- SILVA, Samuel da. **Vibrações mecânicas**. Notas de aulas. 2ª versão. Foz do Iguaçu: UNIOESTE/Campus de Foz do Iguaçu Centro de Engenharias e Ciências Exatas - CECE, 2009.
- Omnitrend, Condition monitoring software**. Versão 2.82. Alemanha: PRUFTECHNIK, 2013. (Software)

ANEXO A – Espectros dos testes de impacto e teste de subida

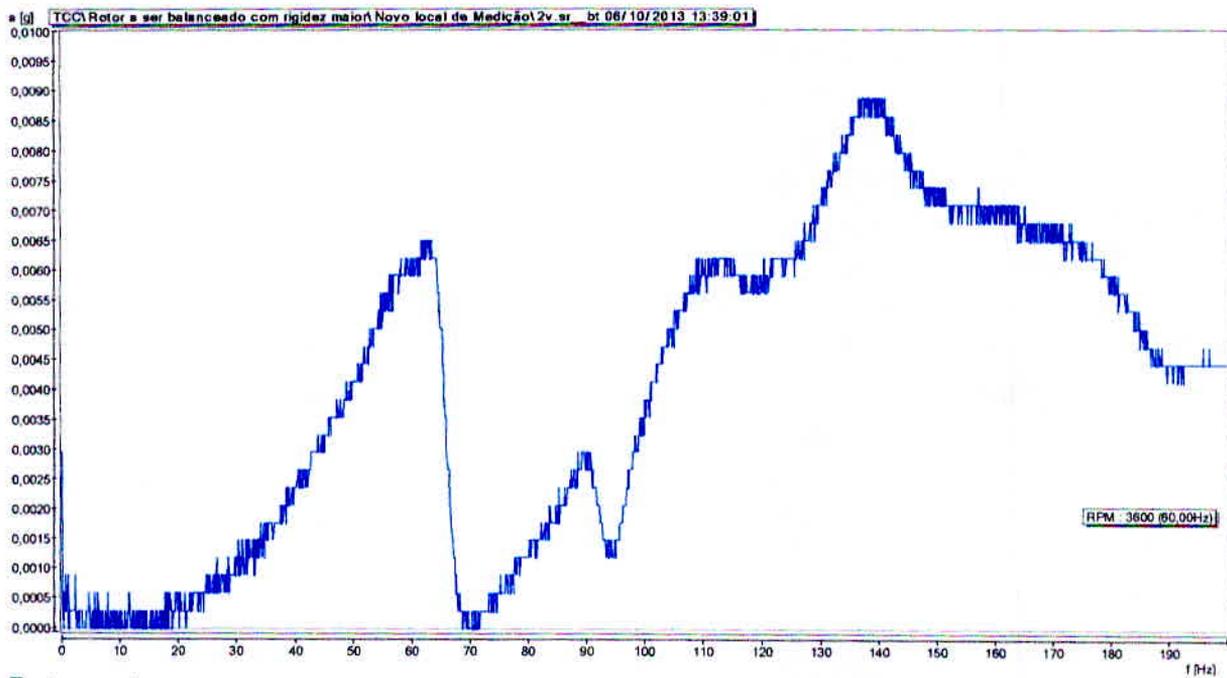
Espectros resultantes dos teste de impacto:

Figura 47: Teste de impacto no ponto 1, direção vertical:



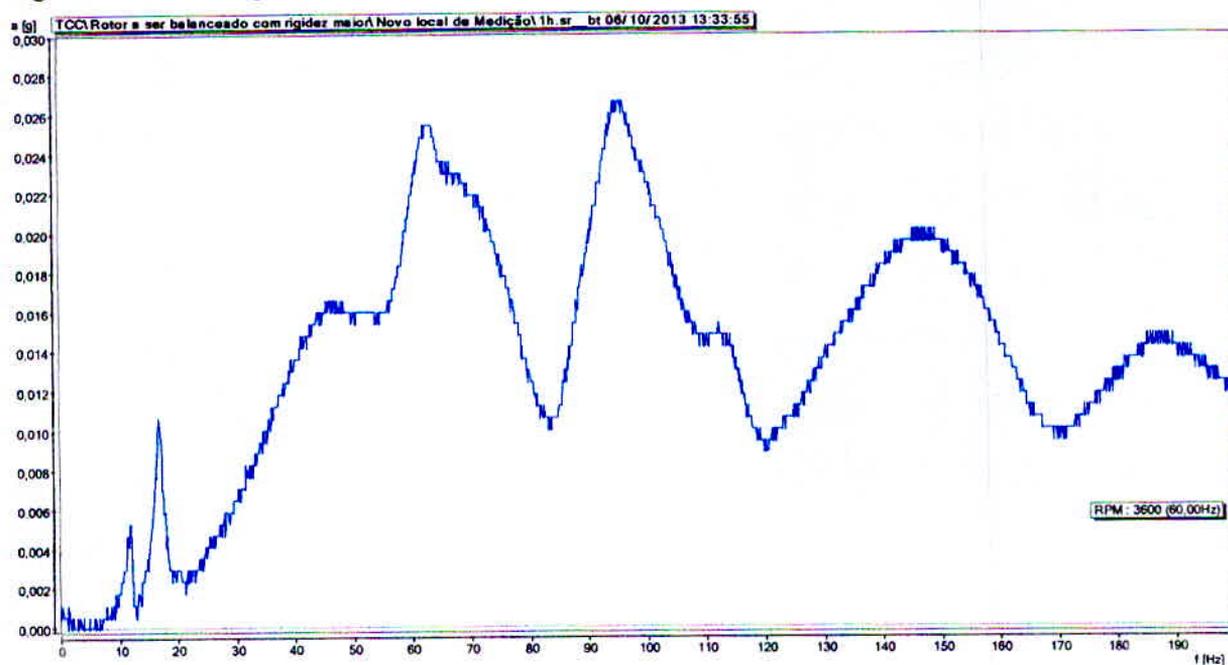
Fonte: o autor.

Figura 48: Teste de impacto no ponto 2, direção vertical:



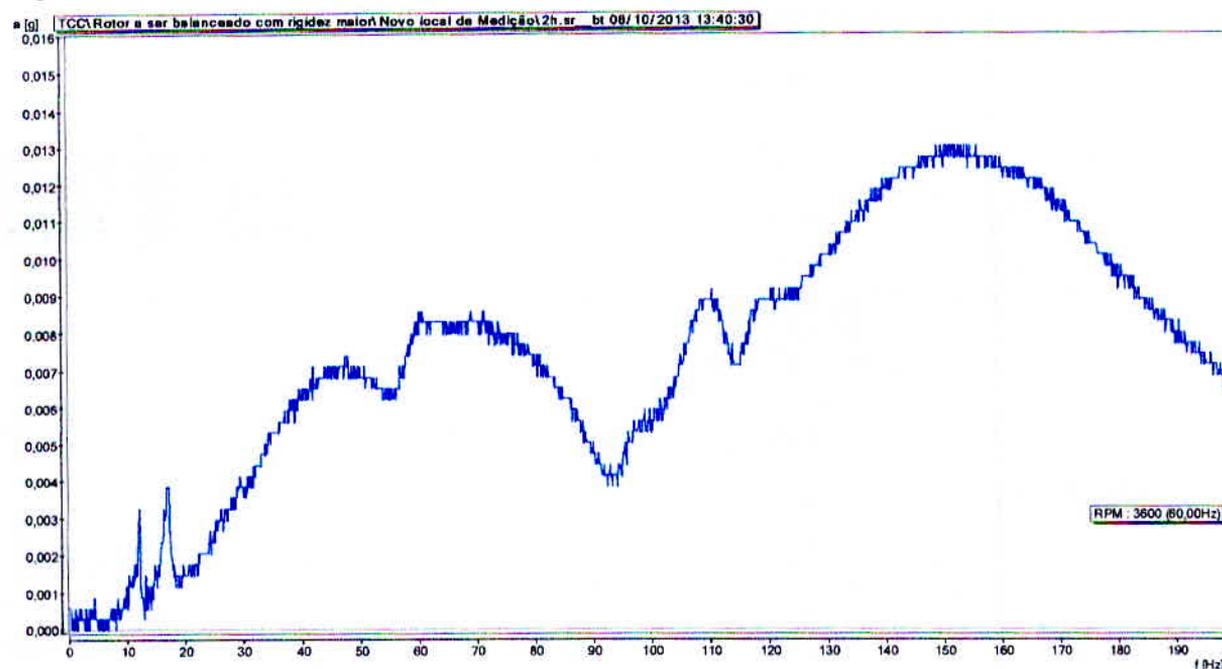
Fonte: o autor.

Figura 49: Teste de impacto no ponto 1, direção horizontal:



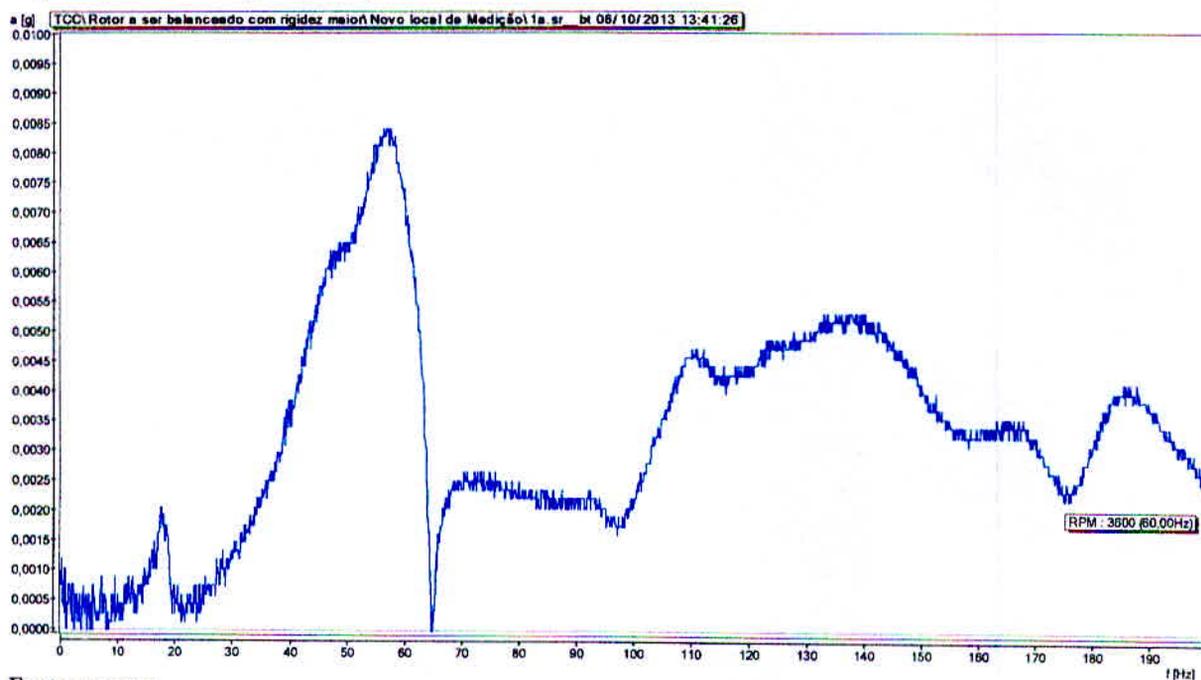
Fonte: o autor.

Figura 50: Teste de impacto no ponto 2, direção horizontal:



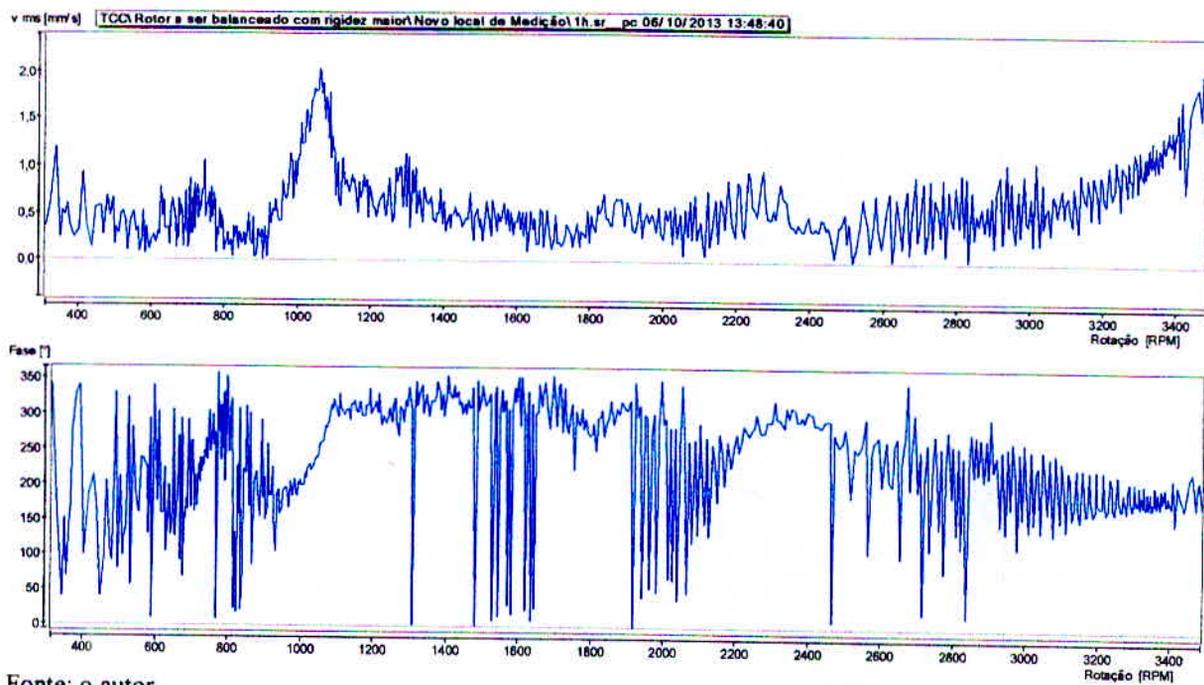
Fonte: o autor.

Figura 51: Teste de impacto, direção axial:



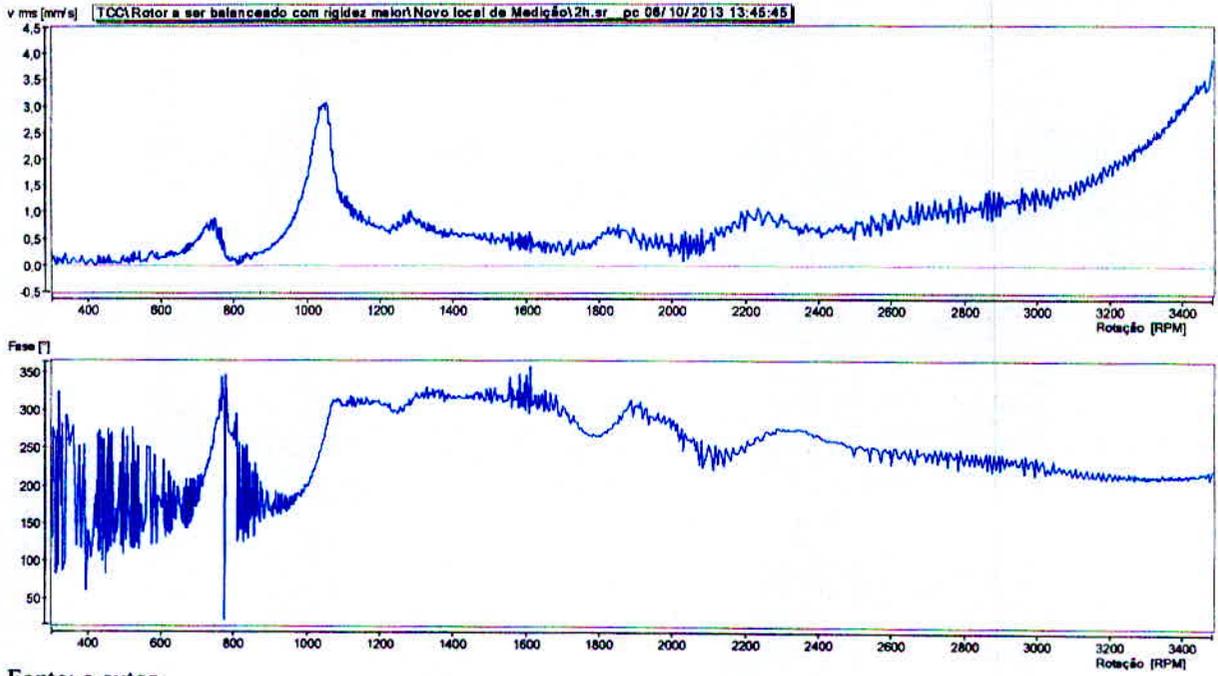
Fonte: o autor.

Figura 52: Teste de subida, Run Up, no ponto 1, direção horizontal:



Fonte: o autor.

Figura 53: Teste de subida, Run Up, no ponto 2, direção horizontal:



Fonte: o autor.

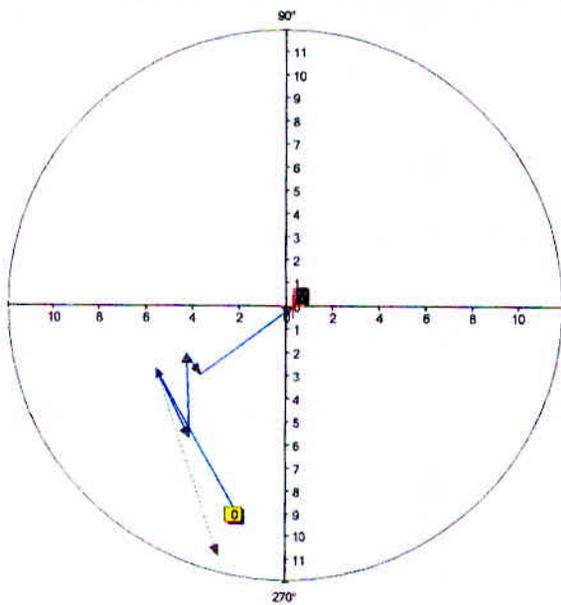
ANEXO B – Relatórios de balanceamento

Balanceamento em dois planos pelo método do coeficiente de influência

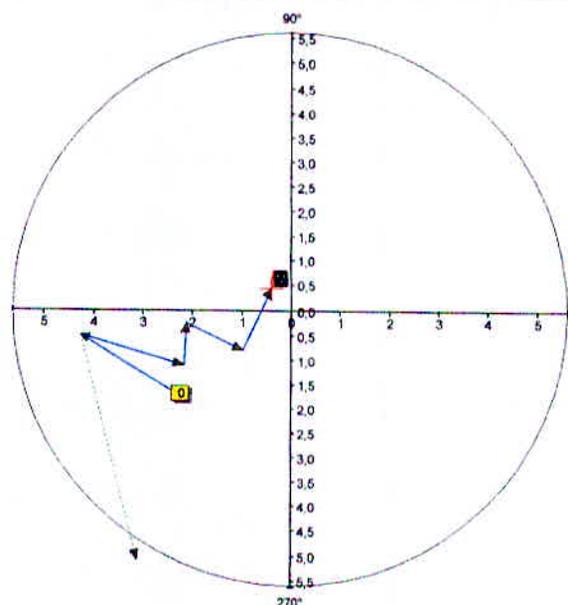
Figura 54: Relatório de balanceamento gerado no software Omnitrend

Etapa	Massa A (g)	Pos. A (°)		Amplitude A (mm/s)	Fase A (°)	Massa B(g)	Pos. B(°)		Amplitude B (mm/s)	Fase B (°)
0	0	0		9,54	259	0	0		2,78	222
1A	3	320		6,19	206	0	0		4,28	186
1B	0	0	*	11,23	255	3	230	*	5,99	239
2	1,54	24		7,01	234	3,46	319		2,43	207
3	2,26	319		4,73	205	2,39	307		2,14	187
4	0,9	304		4,71	219	1,67	299		1,25	220
5	1,63	269		0,31	352	0,8	279		0,6	132

v op [mm/s Canal A] [TCC] Rotor a ser balanceado com rigidez maior Novo local de Medição] v op [mm/s Canal B] [TCC] Rotor a ser balanceado com rigidez maior Novo local de Medição]



π

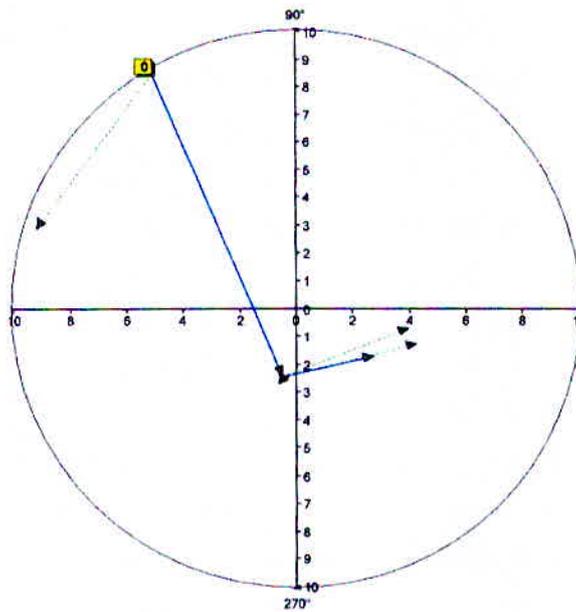


π

Balanceamento pelo método coeficiente de influência com adição de massa, induzindo um desbalanceamento, de 0,6 g a um ângulo de 60° (sessenta graus).

Figura 55: Relatório de balanceamento gerado no software Omnitrend

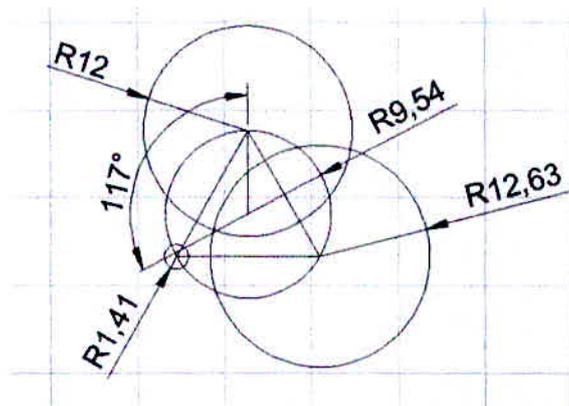
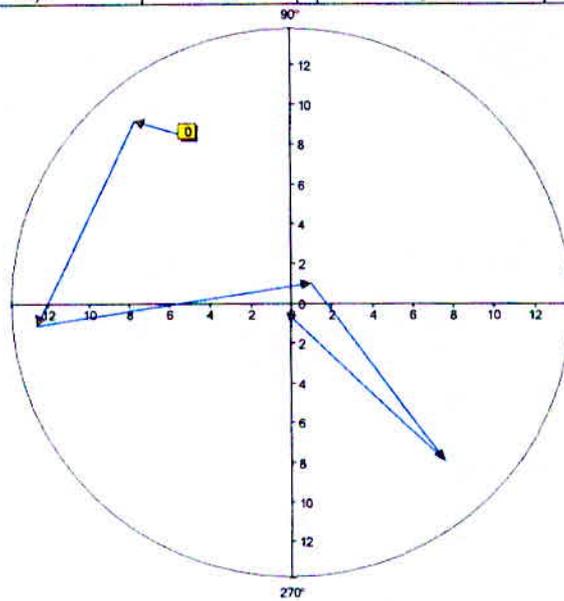
Etapa	Massa (g)	Pos. ($^\circ$)		Amplitude (mm/s)	Fase ($^\circ$)
0	0	0		9,89	121
1	0,5	180	*	9,61	163
2	0,7	246		2,51	258
3	1,81	25	*	2,39	255
4	1,81	25	*	4,45	344
5	1,81	25	*	4,04	350
6	1,81	25	*	2,36	257
7	1,81	25		3,22	328



Balanceamento pelo método de três pontos com adição massa induzindo um desbalanceamento de 0,6 g a um ângulo de 60° (sessenta graus).

Figura 56: Relatório de balanceamento gerado no software Omnitrend

Etapa	Massa (g)	Pos. (°)	Amplitude(mm/s)	Fase (°)
0	0	0	9,54	119
1	0,6	0	12	130
2	0,6	120	12,63	185
3	0,6	240	1,41	48
4	1,4	242	10,89	314
5	0,7	240	0,55	249



Cálculo da massa de correção M_c , conforme apresentado anteriormente,

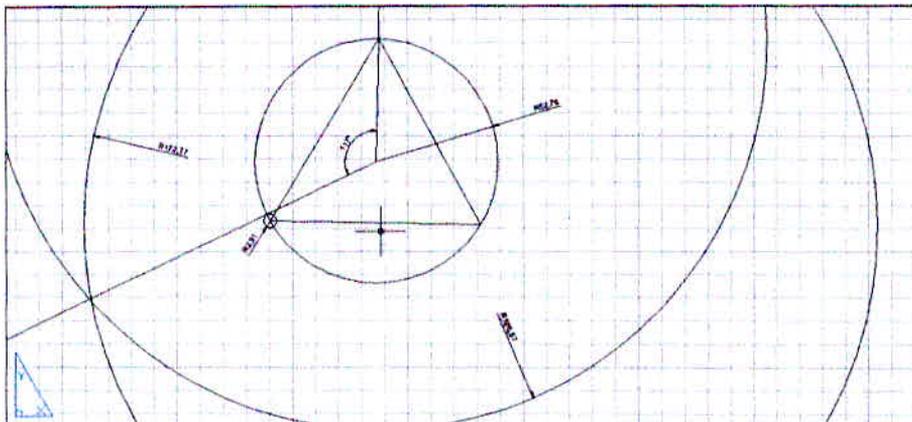
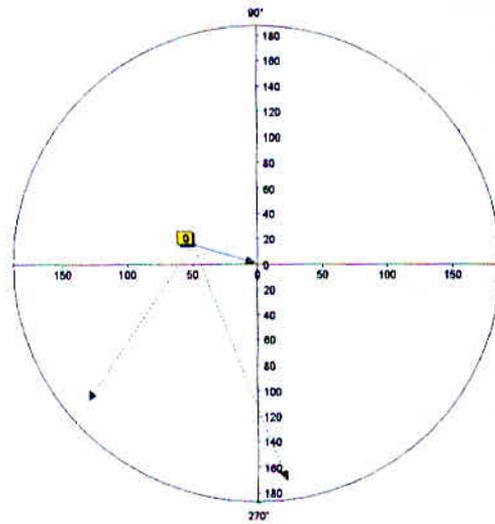
$$M_c = \frac{V}{V_t} \cdot M_t$$

$$M_c = \frac{9,54}{?} \cdot 0,6$$

Balanceamento pelo método de três pontos com adição massa induzindo um desbalanceamento de 2,9 g a um ângulo de 60° (sessenta graus).

Figura 57: Relatório de balanceamento gerado no software Omnitrend

Data	Etapa	Massa (g)	Pos. (°)	Amplitude(mm/s)
15/10/2013	0	0	0	52,73
15/10/2013	1	2,9	0	168,57
15/10/2013	2	2,9	120	172,27
15/10/2013	3	2,9	240	2,1



Cálculo da massa de correção M_c , conforme apresentado anteriormente,

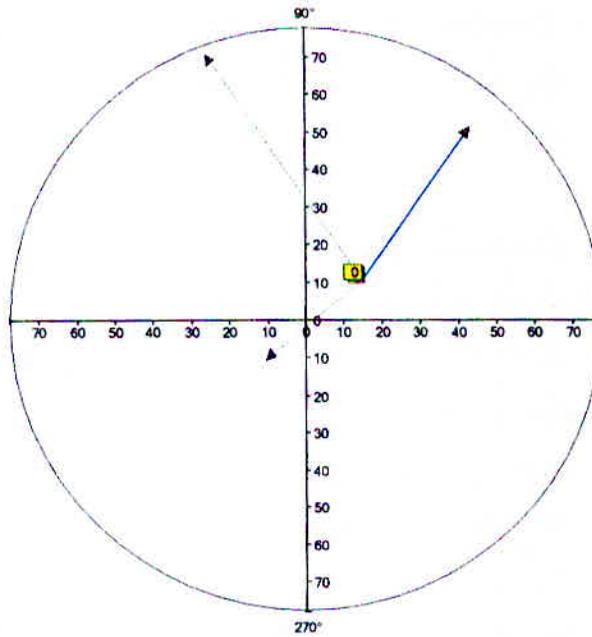
$$M_c = \frac{V}{V_t} \cdot M_t$$

$$M_c = \frac{52,76}{?} \cdot 2,9$$

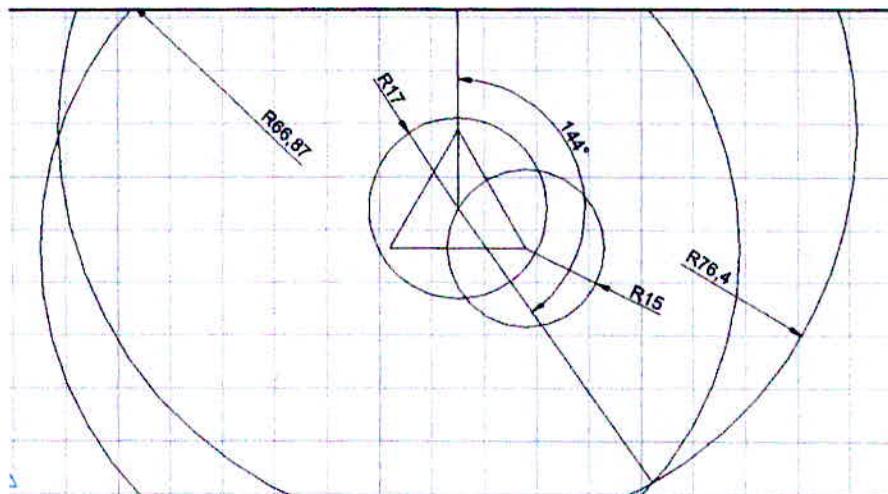
Balanceamento pelo método de três pontos com adição de massa induzindo um desbalanceamento de 1,3 g a um ângulo de 300° (trezentos graus).

Figura 58: Relatório de balanceamento gerado no software Omnitrend

Etapa	Massa (g)	Pos. ($^\circ$)	Amplitude(mm/s)
0	0	0	17,96
1	2,9	0	75,38
2	2,9	120	14,96
3	2,9	240	66,86



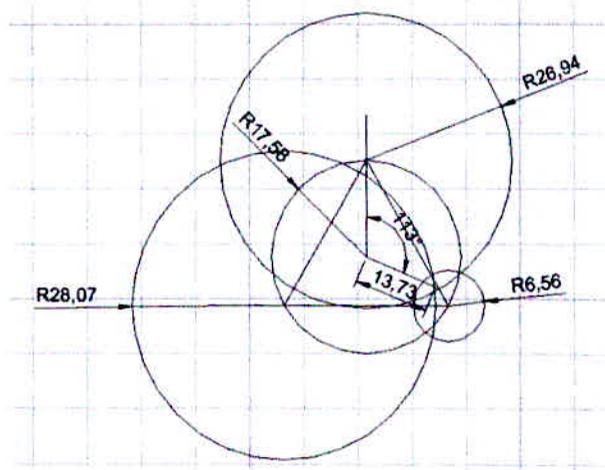
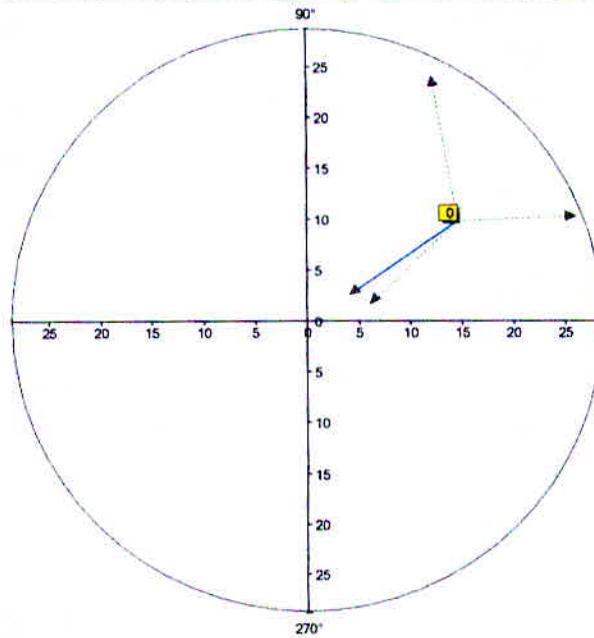
17



Balanceamento pelo método de três pontos com adição massa induzindo um desbalanceamento de 1,3 g a um ângulo de 300° (trezentos graus).

Figura 59: Relatório de balanceamento gerado no software Omnitrend

Etapa	Massa (g)	Pos. (°)	Amplitude(mm/s)
0	0	0	17,58
1	0,8	0	26,94
2	0,8	120	6,35
3	0,8	240	28,07
4	1	113	4,92



Cálculo da massa de correção M_c , conforme apresentado anteriormente,

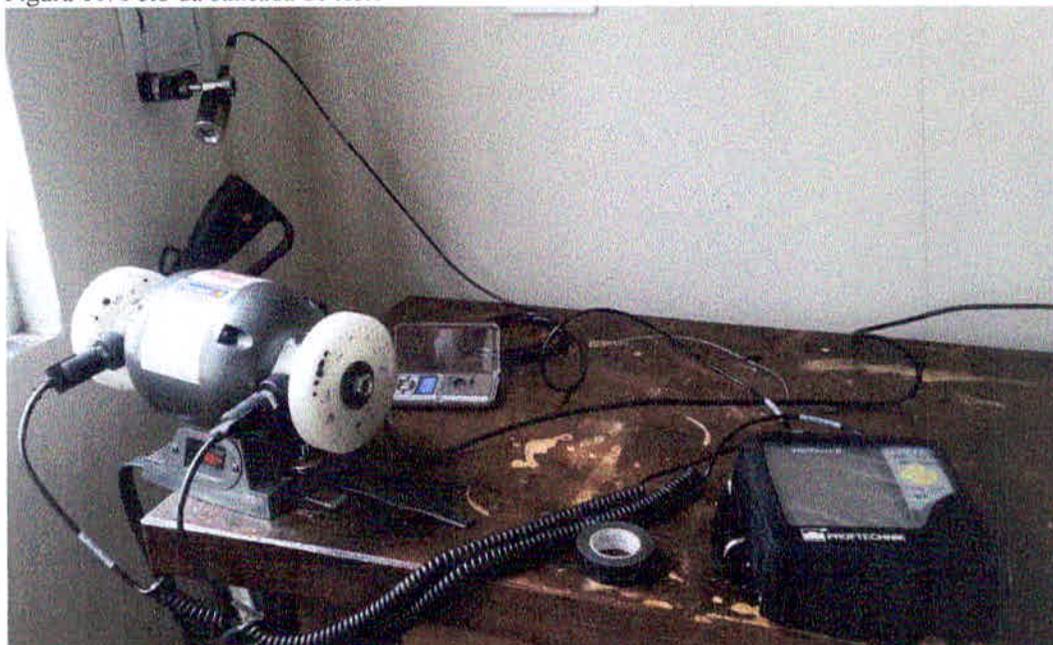
$$M_c = \frac{v}{v_t} \cdot M_t$$

$$M_c = \frac{17,58}{13,73} \cdot 0,8$$

$$M_c = 1,2g$$

ANEXO C – Fotos da bancada de teste

Figura 60: Foto da bancada de teste



Fonte: o autor

Figura 61: Foto da bancada de teste



Fonte: o autor