



BALANCEAMENTO DE ROTORES EM UM PLANO UTILIZANDO O MÉTODO COM FASE E SEM FASE QUATRO RODADAS

Danilo Montilha Leonardi, Adailton Silva Borges, Adriano Silva Borges

Coordenação de Mecânica

Campus Cornélio Procopio

Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR
Avenida Alberto Carazzai, 1640 CEP 86300-000

daniломecanica@hotmail.com, adailton@utfpr.edu.br, adrianoborges@utfpr.edu.br

Resumo - No presente artigo são apresentados os principais tipos de desbalanceamento em rotores. Deste modo são abordadas, de forma sucinta, as principais causas de desbalanceamentos em máquinas rotativas, assim como os conceitos teóricos envolvidos neste fenômeno. Ressalta-se que no presente trabalho foi dado maior enfoque em desbalanceamento em apenas um plano. Assim foram realizadas medidas experimentais em uma bancada de testes, cuja massa desbalanceada pode ser controlada, e com auxílio de um sistema de aquisição de vibrações com dois canais foi possível realizar o balanceamento. Em um primeiro momento utilizou, o próprio software do sistema de aquisição, para ajustar a massa de correção. E, em um segundo momento, a instrumentação referente à fase do sistema de aquisição foi omitida, de forma que não houve qualquer informação de fase. O que impossibilita que o sistema de aquisição posicione a massa de correção. Este procedimento foi realizado para que se pudesse testar a eficiência de um método alternativo de balanceamento, denominado quatro rodadas sem fase. Ao final, foram confrontados os resultados obtidos em ambos os métodos de correção.

Palavras-chave: Desbalanceamento, Vibração, Métodos de Correção de desbalanceamento.

Abstract - In this paper we present the main types of unbalance in rotors. Thus are discussed, briefly, the main causes of imbalances in rotating machines, as well as the theoretical concepts involved in this phenomenon. It is noteworthy that in this study was given greater focus in unbalance in one plane. Thus experimental measurements were performed on a test bench, whose mass unbalance can be controlled, and with the help of a vibration acquisition system with two channels was possible to perform the balancing. At first step used, its own system software acquisition, to adjust the mass correction. And in a second step, the instrumentation relative to the phase of the acquisition system has been omitted so that there was no phase information. What hinders the acquisition system position the mass correction. This procedure was performed to allow for the testing and efficiency balancing an alternative method, called four rounds without phase. At the end, the results were compared in both correction methods.

Keywords: Unbalance, Vibration, Methods of correction of unbalance.

INTRODUÇÃO

No presente trabalho são descritos a definição de desbalanceamento, e porque esse fenômeno ocorre, assim como quais são as suas consequências. Destaca-se que este fenômeno é frequente em ambientes industriais e normalmente, devido a imposição de esforços cíclicos,

podem causar, devido a níveis excessivos de vibrações, avarias precoces em máquinas e equipamentos industriais.

O Desbalanceamento é a distribuição desigual de massa do rotor em torno do seu eixo de rotação, o que faz com que o principal eixo de inércia não coincida com o eixo de rotação. Essa desigualdade resulta em uma massa desbalanceada que quando gira, gera uma força centrífuga que causa a vibração. Tal força é calculada pela equação (1):

$$F_c = me\omega^2 \quad (1)$$

Sendo que:

m → massa desbalanceada

e → excentricidade

ω → velocidade angular em radianos por segundo

F_c → força centrífuga

O desbalanceamento é uma das causas mais comuns de vibração excessiva em equipamentos rotativos. As principais causas dessa desigualdade de massa são:

- Defeitos internos no material;
- Tolerância na manufatura;
- Desgaste em pás de rotores, e corrosão;
- Incrustações de sujeiras ou gelo;
- Folgas em partes montadas e desgaste;
- Excentricidade no rotor e ou no furo;
- Desprendimento de partes do rotor devido a quebra;
- Distorção na soldagem;
- Irregularidades no molde em peças fundidas.

No presente trabalho serão abordados os principais conceitos envolvidos no desbalanceamento de máquinas rotativas. Será dada maior ênfase, na realização de balanceamento em rotores que apresentam apenas um plano de correção. Desta forma, com a utilização de um sistema comercial de aquisição de sinais de vibrações, ADASH, serão medidos os valores em *rms* (*Root Mean Square*) dos níveis de vibração em velocidade para uma bancada experimental sujeita a um desbalanceamento imposto a partir de massa controlada fixa no plano de correção de um rotor rígido.

Em primeiro momento, com auxílio do sistema de aquisição serão medidos dois parâmetros, o nível de vibração, através de um transdutor de aceleração, acelerômetro, a severidade do nível de vibração impostos sobre a massa desbalanceada. E com auxílio de outro transdutor, o tacômetro, será medida a fase do rotor. A partir destes dois parâmetros o sistema de aquisição fornecerá a posição da massa de correção. Em um segundo momento, utilizando as mesmas condições anteriores, não será utilizado qualquer informação sobre fase do sistema, ou seja, não será utilizado o tacômetro, o que impossibilitará o sistema de aquisição de fornecer qualquer informação sobre a posição da massa de correção. Desta forma, um método alternativo de balanceamento será utilizado.

Destaca-se que, em aplicações industriais, nem sempre é possível obter informações coerentes sobre a fase do sistema rotativo, devido, por exemplo, à folga na base, problemas no posicionamento do sensor, entre outros. Desta forma, optou-se por utilizar neste trabalho o método de quatro rodadas sem fase. Destaca-se que apesar do método já estar consolidado na literatura atual poucos são os trabalhos que utilizam este método para balanceamento em

estruturas reais. Assim, umas das principais contribuições do presente trabalho, é a utilização de uma bancada de testes para confrontar e avaliar os resultados obtidos em ambos os métodos de correção. A seguir serão apresentados alguns conceitos sobre o tipo de desbalanceamento apresentado no presente artigo, bem como, alguns conceitos teóricos para dar embasamento científico para a realização do procedimento experimental.

Desbalanceamento Estático. As massas desbalanceadas encontram-se em fase e equidistante do centro de gravidade, ou existe apenas uma massa desbalanceada em apenas um plano. Nestes casos o principal eixo de inércia se desloca paralelamente ao eixo de rotação. Conforme figura 1 (a).

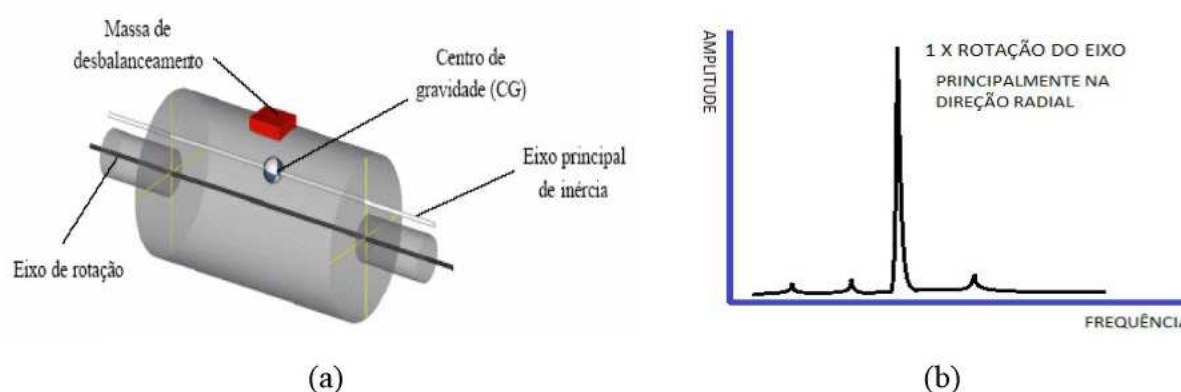


Figura 1. Desbalanceamento estático. (a) Modelo de desbalanceamento estático; (b) Espectro típico de desbalanceamento.

A vibração devido ao desbalanceamento estático referente ao pico de 1xRPM apresentam-se em fase nos dois mancais da máquina, além disso, as leituras de fase costumam ser estáveis (com pouca variação). Um teste simples de se realizar para verificar se o desbalanceamento é estático é mover o sensor de um mancal para o outro, mantendo a mesma direção e sentido, se as leituras de fase forem muito próximas (com uma tolerância em torno de $\pm 30^\circ$), trata-se de desbalanceamento estático.

Para corrigir o desbalanceamento estático, basta realizar o procedimento de balanceamento em apenas um plano. A figura 1 (b) mostra um exemplo típico de espectro de desbalanceamento.

Rotores rígidos ou flexíveis. Um rotor é considerado rígido quando é suficientemente resistente para não apresentar deformações, neste caso o balanceamento satisfatório é alcançado com no máximo dois planos de correção.

O rotor é considerado flexível quando opera a uma rotação acima de 70% da primeira rotação crítica (frequência de ressonância)

Para balancear rotores flexíveis são necessários $N+2$ planos de correção, sendo que N é o número de rotações críticas pelas quais o rotor passa até atingir sua rotação de trabalho. No caso do nosso experimento temos um rotor rígido.

METODOLOGIA

Foi realizado um estudo sobre o que é o desbalanceamento, porque ele ocorre, quais são os tipos e os principais métodos de correção, para uma melhor compreensão do assunto. Foram escolhidos dois dos principais métodos de balanceamento para ser realizado

experimentalmente na bancada de balanceamento no laboratório de Manutenção Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná no campus de Cornélio Procópio.

Na figura 2 (a) pode ser visto as localizações dos pontos de medição que foram adotados para os testes na bancada.

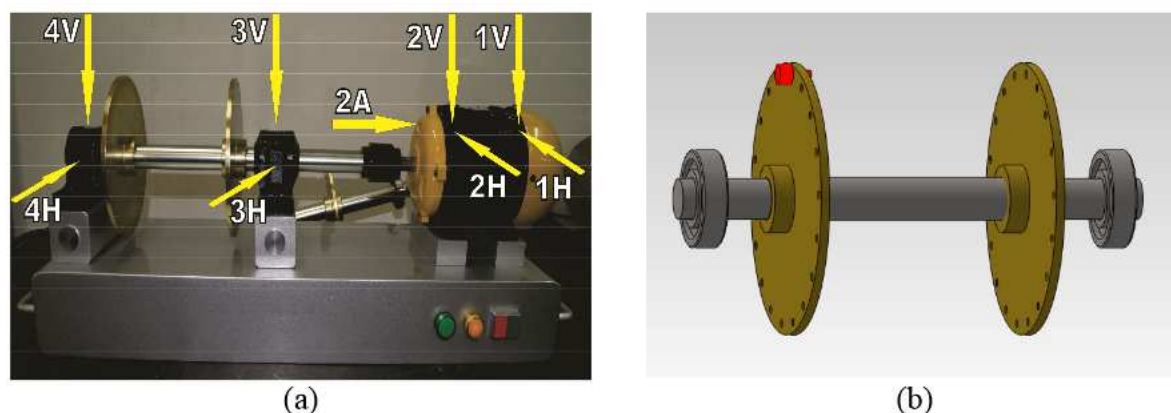


Figura 2. Bancada de teste. (a) Pontos de medição; (b) Eixo e rotor com massa de desbalanceamento.

A vibração da bancada de teste foi medida primeiramente sem acrescentar massa alguma, posteriormente foi adicionada uma massa para provocar um desbalanceamento no rotor do lado esquerdo do eixo, como pode ser visto na figura 2 (b) e medida a vibração novamente.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Balanceamento pelo método 4 rodadas sem fase. Primeiramente fizemos a medição dos valores globais da vibração de todos os pontos da bancada, com o sistema de aquisição Adash 4300VA3, sem adicionar qualquer massa, e depois foi adicionada uma massa de 17,93 gramas na posição -60° e refeito as medições, os resultados podem ser vistos na tabela 1.

Tabela 1. Medição de valor global da bancada sem e com adição de massa de desbalanceamento.

SEM PROVOCAR DESBALANCEAMENTO		COM DESBALANCEAMENTO (17,93g em -60°)	
POSIÇÃO	VALOR GLOBAL (mm/s)	POSIÇÃO	VALOR GLOBAL (mm/s)
1H	0,8	1H	0,88
1V	0,6	1V	1,14
2H	0,7	2H	1,35
2V	0,61	2V	1,0
2A	0,7	2A	1,35
3H	0,56	3H	1,75
3V	0,4	3V	0,4
4H	0,49	4H	2,25
4V	0,4	4V	1,76

Observado que o ponto de maior valor foi o 4H, medimos o auto espectro, do ponto para analisar a principal causa do desequilíbrio, e obtivemos os resultados descritos na tabela 2.

Tabela 2. Medição com adição de massa de desbalanceamento (17,40g a -60°).

POSIÇÃO	VALOR GLOBAL (mm/s)	PICO A PICO (mm/s)	FREQUÊNCIA (Hz)
4H	2,25	4,86	15

Como o pico de maior amplitude está na frequência de 15 Hz que é a mesma de rotação do eixo concluímos que é um desbalanceamento.

Para realizarmos o balanceamento com o método de quatro rodadas sem fase foi utilizado uma massa de teste de 25,94 gramas em três posições e medido os sinais de vibrações, os resultados e posições estão na tabela 3.

Tabela 3. Medições na Posição 4H com a massa de teste (25,94g)

POSIÇÃO DA MASSA DE TESTE	VALOR GLOBAL (mm/s)	PICO A PICO (mm/s)	FREQUÊNCIA (Hz)
0°	3,93	9,29	15
120°	1,03	1,02	15
240°	3,71	8,39	15

Utilizando um gráfico polar desenha-se uma circunferência concêntrica com o gráfico, o raio dessa primeira circunferência tem o valor da amplitude pico a pico da medição do rotor desbalanceado sem a massa de teste (4,86). Logo após o rotor é dividido em três partes, é colocada uma massa de teste na posição 0° . Medindo novamente a amplitude da vibração temos o raio da segunda circunferência que será desenhada com centro na intersecção da primeira circunferência com a linha de zero grau. A massa de teste então é trocada para a posição 120° , e é realizada novamente a medição e desenhado a terceira circunferência conforme o valor da amplitude desta terceira rodada, este padrão é seguido para a posição 240° , para desenhar as circunferências pode-se usar escala caso necessário. Para finalizar o gráfico traçamos um vetor do centro do gráfico até a intersecção das três circunferências resultantes das medições com a massa de teste. Assim como foi feito na figura 3.

Gráfico Polar

Máquina: Bancada de balanceamento com o eixo de dois planos. Data: 14/09/2012

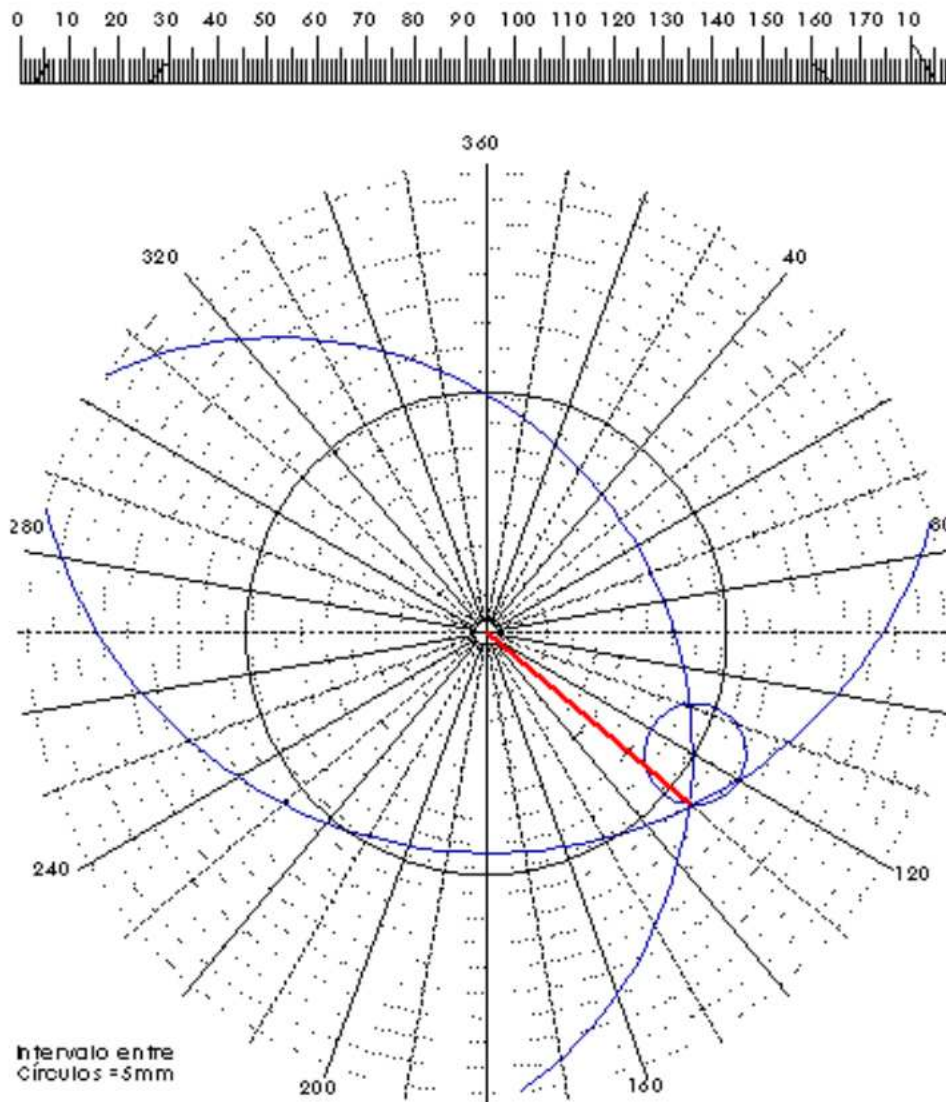


Figura 3. Gráfico Polar

A medida do vetor é utilizada na equação (2) para calcular a massa de correção, e o ângulo desse vetor define a posição para a fixação desta massa.

$$\text{Massa de correção} = \frac{O}{T} \times \text{massa de teste} \quad (2)$$

$$\text{Massa de correção} = \frac{4,86}{5,37} \times 25,94 = 23,47 \text{ g}$$

A massa de correção calculada foi de 23,47 gramas em 130°. Entretanto, no plano de correção do rotor não é possível fixar a massa de correção exatamente nesta posição. O rotor utilizado permite apenas a colocação de massa a cada 20°, e como a fase para fixação da massa de correção não coincide com essas posições podemos utilizar as equações (3) e (4) para dividir a massa nas duas posições mais próximas.

$$u_1 = u \frac{\text{sen}\beta}{\text{sen}(\alpha + \beta)} \quad (3)$$

$$u_2 = u \frac{\text{sen}\alpha}{\text{sen}(\alpha + \beta)} \quad (4)$$

Onde:

u_1 e u_2 são as componentes de massa.

u é a massa original.

α é o ângulo entre u_1 e u .

β é o ângulo entre u_2 e u .

Desta forma foi dividida e fixada uma massa de 11,92 gramas em 120° e 11,92 gramas em 140°, logo após foi medido novamente a vibração no ponto 4H. O valor global que estava em 2,25 abaixou para 1,08, e o pico a pico de 4,86 para 0,76 mm/s.

Sistema de referência de fase por Tacômetro. Para configurar o 0°, posicione o rotor com a borda da fita refletiva sob o tacômetro para que ele fique com o LED acesso. O zero pode ser marcado em qualquer posição no eixo. O zero marca a posição do eixo a partir do qual todos os ângulos são medidos para colocação da massa de balanceamento. Uma vez que o zero é marcado, a posição deve ser utilizada durante o procedimento de balanceamento. O ângulo para fixar a massa de balanceamento é a partir do zero na direção de rotação.

Balanceamento com ângulo de fase. Para realizar o experimento de balanceamento com fase também foi utilizado o sistema de aquisição Adash 4300VA3. Foi provocado um desbalanceamento com uma massa de 17,35g, e medido o valor pico a pico da vibração, logo após foi fixada uma massa de teste de 25,22 gramas em uma posição qualquer e medido novamente, os resultados podem ser vistos na tabela 4.

Tabela 4. Resultados das medições com fase.

MASSA DE TESTE	VALOR PICO A PICO (mm/s)	FASE	FREQUÊNCIA (Hz)
SEM	5,07	-118°	15
COM	4,7	169°	15

Entrando com o valor e a posição da massa de teste, o Adash calculou que a massa de correção é de 20,9g em -50°, como não é possível colocar a massa de correção nesta posição,

foi fornecido ao programa as posições possíveis mais próximas que são -40° e -60° , e eles nos retornou o resultado da divisão da massa para 10,91g a -40° e 10,47g a -60° .

Após essa correção foi medido novamente a posição 4H e o valor caiu para 0,6 mm/s com fase de 109° resultado de um desbalanceamento residual.

CONCLUSÕES

Concluimos que os dois métodos utilizados são eficientes para a correção do desbalanceamento, pois ambos diminuíram a vibração em mais de 80%. É possível observar, que o método com fase é mais rápido, entretanto, torna-se necessário à utilização do instrumento de medição de dois canais, para que possa obter a informação sobre a fase do sistema medido. Outro inconveniente é que, em alguns casos, mesmo que o sistema possua dois canais é impossível se obter informações sobre a fase, seja pela dificuldade de aquisição ou pela inacurácia da medida, pois outros defeitos podem atrapalhar nesta medição, como, por exemplo, a presença de folgas mecânicas. Desta forma, o método de quatro rodadas sem fase se mostrou robusto e eficiente tanto quanto ou em alguns casos até mais que o método com fase no balanceamento da estrutura de teste, o que indica que este pode ser utilizado como uma alternativa viável em balanceamentos realizados em ambientes industriais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos professores Adailton Silva Borges e Adriano Silva Borges, que colaboraram com o sistema de aquisição, e auxílio para a medição dos experimentos, e também a Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Cornélio Procopio, por colaborar autorizando o uso do Laboratório de Manutenção para a realização dos testes.

REFERÊNCIAS

- [1] BERNHARD, D. L. Machinery Balancing. A practical approach to balancing, vibration measurement, and analysis. Centerburg: Balancing USA, Inc, 2005.
- [2] NAKHAEINEJAD, M.; BUKOWITZ, D. O. Practical vibration analysis of machinery: Case studies. 2011.
- [3] WOWK, V. Machinery vibration: Balancing. 1st. ed. McGraw-Hill, Inc, 1995.