

Balancedora de Mancais Flexíveis

Autor: Prof. Dr. Walter Ponge-Ferreira
E-mail: ponge@usp.br

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica - PME
Av. Prof. Mello Moraes, 2231
São Paulo SP 05508-900 BRASIL
Tel.: 55 (0)11 818 5355
FAX: 55 (0)11 818 5461

Resumo

Esta apostila trata do balanceamento de rotores rígidos em máquina de balancear de mancais flexíveis. Descreve-se o balanceamento em dois planos de correção pelo método dos coeficientes de influência. Em seguida são discutidos os critérios de qualidade de balanceamento e a alocação do desbalanceamento residual. Finalmente é apresentado o procedimento para balanceamento de rotores rígidos empregando-se a balanceadora Schenck, modelo R334, disponível na oficina mecânica do departamento.

Versão β

São Paulo, 29 de março de 2006

1 Introdução

Pela teoria sabemos que para balancear um rotor rígido basta acrescentar ou remover massa de apenas dois planos de correção distintos. Assim pode-se equilibrar o momento e a resultante das forças de inércia decorrentes da rotação. Na prática não é possível equilibrar plenamente as forças de inércia devido à rotação. Portanto o balanceamento visa reduzir os esforços radiais nos mancais produzidos pelo movimento de rotação do rotor a valores aceitáveis.

As balanceadoras de mancais flexíveis são construídas de forma a simular uma situação onde o rotor estaria rodando livre no espaço. Isso é conseguido através de mancais bastante flexíveis em pelo menos uma direção transversal ao eixo do rotor, garantindo que as velocidades críticas do rotor rígido sobre os mancais flexíveis estejam bem abaixo da velocidade de rotação de balanceamento. Nessa condição o rotor gira em torno de um de seus eixos centrais de inércia. Caso o rotor apresente desbalanceamento, o eixo geométrico dos mancais não coincide com um eixo central, assim será percebido um movimento de orbitação dos mancais em torno do eixo central.

Para balancear o rotor é necessário acrescentar ou remover massa de posições angulares específicas dos dois planos de correção de modo a fazer com que o eixo central coincida com o eixo geométrico entre mancais. O eixo central apresenta desvio em relação ao eixo geométrico em função da excentricidade do centro de massa e devido à inclinação do eixo principal de inércia do rotor. Esses efeitos são função da massa do rotor e da diferença entre seus momentos de inércia transversal e polar. Portanto, cada rotor com características geométricas e distribuição de massa diferentes apresentará amplitudes de orbitação distintas para o mesmo desbalanceamento. Em decorrência deste fato é necessário calibrar a balanceadora, i. e., calibrar a relação entre o movimento de orbitação observada nos mancais e o desbalanceamento existente nos dois planos de correção. Caso as massas de correção sejam pequenas, existe uma relação linear entre as massas adicionadas ou removidas nos dois planos de correção e a variação da amplitude do movimento observado nos mancais.

O balanceamento em máquinas de balancear com mancais flexíveis é executado através do método dos coeficientes de influência, onde primeiramente estabelece-se a relação entre desbalanceamento nos planos de correção e resposta nos mancais, determinando os chamados coeficientes de influência. Isso é feito aplicando-se massas de teste conhecidas aos planos de correção e registrando-se o movimento decorrente nos mancais. Posteriormente, pode-se determinar as massas de correção e suas posições angulares, observando-se o movimento nos mancais do rotor desbalanceado. Com essas informações, executa-se a modificação física do rotor, removendo ou acrescentando massa aos planos de correção.

O procedimento de balanceamento é repetido até que o desbalanceamento residual nos dois planos seja inferior ao desbalanceamento admissível para o rotor. O desbalanceamento residual específico do rotor é em geral especificado através de um grau ou classe de balanceamento válido para a máxima velocidade de rotação de operação do rotor, segundo Norma ISO 1940/1-1986 *Mechanical vibration - Balance quality requirements of rigid rotors - Part 1: Determination of permissible residual unbalance*.

As balanceadoras dispõem de recursos para facilitar e agilizar o processo de balanceamento, de maneira a reduzir o tempo e o número de iterações necessárias no balancea-

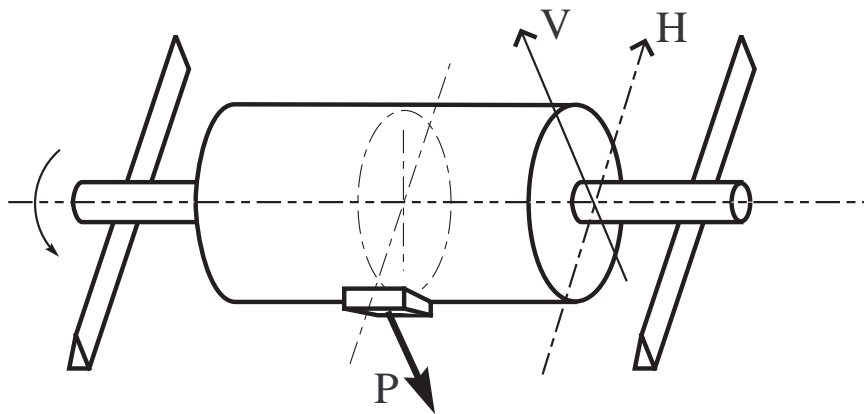


Figura 1: Balanceamento estático do rotor sobre guias horizontais

mento. Principalmente porque o balanceamento representa em geral uma etapa bastante custosa e freqüente na produção e manutenção de rotores.

2 Tipos de Desbalanceamento

O desbalanceamento pode ser classificado em três categorias, desbalanceamento estático, de momento e dinâmico.

2.1 Desbalanceamento Estático

O rotor apresenta *desbalanceamento estático puro* quando o centro de massa do corpo sólido girante encontra-se fora da linha de centro dos mancais, embora o seu eixo central de inércia seja paralelo à linha de centro dos mancais.

Denomina-se este caso de desbalanceamento estático porque pode ser detectado e corrigido em um ensaio estático. Colocando-se o rotor sobre duas guias horizontais de baixo atrito de rolamento o ponto pesado do rotor sempre tenderá para baixo. Dessa forma pode-se localizar a direção angular do centro de massa. Quando o rotor não apresenta desbalanceamento estático seu equilíbrio é indiferente.

Em uma balanceadora dinâmica de mancais rígidos pode-se verificar que o desbalanceamento é puramente estático quando as forças de reação medidas nos dois mancais encontram-se em fase.

Numa balanceadora de mancais flexíveis o eixo geométrico do rotor executa um movimento de precessão em torno de centro de massa, gerando um cilindro no espaço.

O desbalanceamento estático pode ser corrigido pela adição de apenas uma massa de correção no mesmo plano transversal do centro de massa e em posição diametralmente oposta a este. Denomina-se esse processo de *balanceamento em um plano*.

2.2 Desbalanceamento de Momento

O rotor apresenta *desbalanceamento de momento* quando eixo central de inércia do corpo sólido não está paralelo ao eixo geométrico dos mancais, mas o centro de massa encontra-se sobre este eixo.

Este tipo de desbalanceamento não pode ser detectado em um ensaio estático, pois o rotor apresenta equilíbrio indiferente em qualquer posição angular. O rotor não apresenta qualquer tendência de girar quando colocado em repouso em uma posição angular arbitrária sobre mancais ou guias sem atrito.

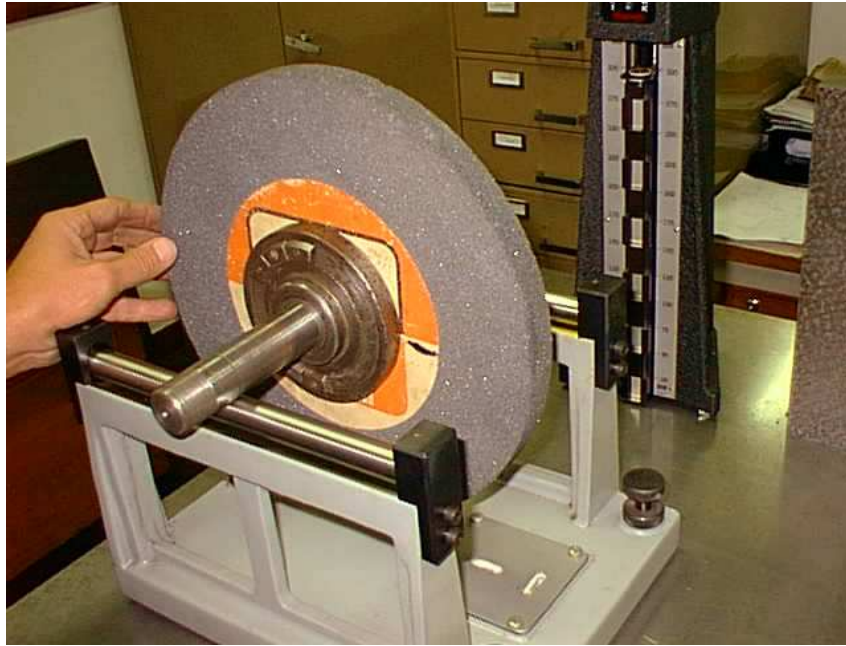


Figura 2: Balanceamento estático de um rebolo de retífica

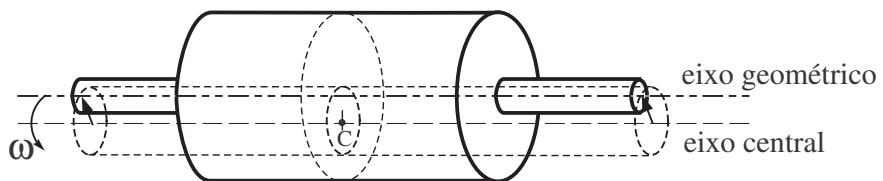


Figura 3: Rotor com Desbalanceamento Estático Girando Livre no Espaço

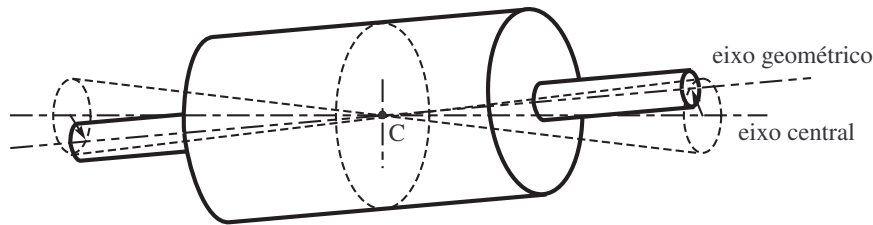


Figura 4: Rotor com Desbalanceamento de Momento Girando Livre no Espaço

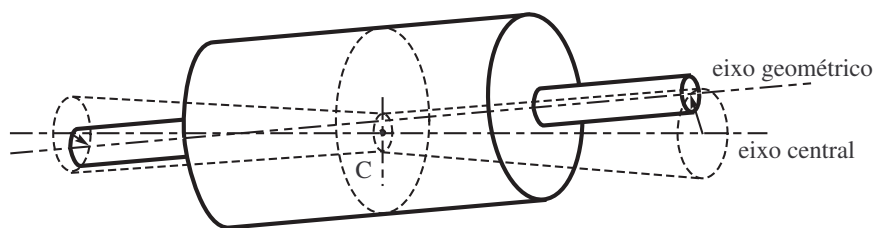


Figura 5: Rotor com Desbalanceamento Dinâmico Girando Livre no Espaço

Denomina-se este caso de desbalanceamento de momento porque em rotação as reações nos mancais são equivalentes a um binário rotativo único e tem resultante nula.

Esse tipo de desbalanceamento só pode ser detectado com a rotação do rotor, i.e., em uma balanceadora dinâmica. Neste caso, as reações dos mancais são equivalentes a um binário rotativo. Pode-se verificar a ocorrência desse tipo de desbalanceamento quando as forças nos mancais encontram-se perfeitamente em contra-fase (no caso usual do centro de massa do rotor localizar-se entre mancais).

São necessárias duas massas colocadas em dois planos de correção distintos para corrigir o desbalanceamento de momento.

2.3 Desbalanceamento Dinâmico - Caso Geral

O caso mais geral de desbalanceamento de rotores rígidos é denominado de *desbalanceamento dinâmico*. Trata-se da combinação dos dois casos anteriores, i.e., o centro de massa encontra-se fora do eixo geométrico dos mancais, e o eixo central encontra-se inclinado em relação a este.

Como a direção angular do centro de massa não necessariamente é a mesma da inclinação do eixo central, no caso mais geral o eixo central e o eixo geométrico são reversos, ou seja, não tem ponto de intersecção. Nesse caso em uma balanceadora de mancais flexíveis a figura geométrica gerada pela rotação do eixo geométrico em torno do eixo central são dois troncos cônicos.

3 Balanceamento de Rotores Rígidos pelo Método dos Coeficientes de Influência

Pela teoria sabemos que para balancear um rotor rígido basta acrescentar ou remover massa de apenas dois planos de correção distintos. Assim pode-se equilibrar o momento e a resultante das forças de inércia decorrentes da rotação. Na prática não é possível equilibrar plenamente as forças de inércia devido à rotação. Portanto o balanceamento visa reduzir os esforços radiais nos mancais produzidos pelo movimento de rotação do rotor a valores aceitáveis.

As balanceadoras de mancais flexíveis são construídas de forma a simular uma situação onde o rotor estaria rodando livre no espaço. Isso é conseguido através de mancais bastante flexíveis em pelo menos uma direção transversal ao eixo do rotor, garantindo que as velocidades críticas do rotor rígido sobre os mancais flexíveis estejam bem abaixo da velocidade de rotação de balanceamento. Nessa condição o rotor gira em torno de um de seus eixos centrais de inércia. Caso o rotor apresente desbalanceamento, o eixo geométrico dos mancais não coincide com um eixo central, assim será percebido um movimento de orbitação dos mancais em torno do eixo central.

Para balancear o rotor é necessário acrescentar ou remover massa de posições angulares específicas dos dois planos de correção de modo a fazer com que o eixo central coincida com o eixo geométrico entre mancais. O eixo central apresenta desvio em relação ao eixo geométrico em função da excentricidade do centro de massa e devido à inclinação do eixo principal de inércia do rotor. Esses efeitos são função da massa do rotor e da diferença entre seus momentos de inércia polar e transversal. Portanto, cada rotor com características geométricas e distribuição de massa diferentes apresentará amplitudes de orbitação distintas para o mesmo desbalanceamento. Assim é necessário calibrar a balanceadora, i. e., calibrar a relação entre o movimento de orbitação observada nos mancais e o desbalanceamento existente nos dois planos de correção. Caso as massas de correção sejam pequenas, existe uma relação linear entre as massas adicionadas ou removidas nos dois planos de correção e a variação da amplitude do movimento observado nos mancais.

O balanceamento em máquinas de balancear com mancais flexíveis é executado através do método dos coeficientes de influência, onde primeiramente estabelece-se a relação entre desbalanceamento nos planos de correção e resposta nos mancais, determinando os chamados coeficientes de influência. Posteriormente, pode-se determinar as massas de correção e suas posições angulares, observando-se o movimento nos mancais do rotor desbalanceado.

O procedimento de balanceamento é repetido até que o desbalanceamento residual nos dois planos seja inferior ao desbalanceamento admissível para o rotor. O desbalanceamento residual específico do rotor é em geral especificado através de um grau ou classe de balanceamento válido para a máxima velocidade de rotação de operação do rotor, segundo Norma ISO 1940/1-1986 *Mechanical vibration - Balance quality requirements of rigid rotors - Part 1: Determination of permissible residual unbalance*.

As balanceadoras dispõem de recursos para facilitar e agilizar o processo de balanceamento, de maneira a reduzir o tempo e o número de iterações necessárias no balanceamento. Principalmente porque o balanceamento representa em geral uma etapa bastante custosa e freqüente na produção e manutenção de rotores.

3.1 Fundamentação do Método dos Coeficientes de Influência

Sabemos que para balancear um rotor rígido basta adicionar ou remover duas massas

de correção em dois planos distintos do rotor.

Nas máquinas de balancear de mancais rígidos o efeito do desbalanceamento aparece como forças de reação nos mancais, dadas por:

$$\begin{bmatrix} \frac{l-a}{L} & \frac{L-a-b}{L} \\ \frac{a}{L} & \frac{a+b}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{F}_I \\ \vec{F}_{II} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\vec{F}_A \\ -\vec{F}_B \end{Bmatrix} \quad (1)$$

onde \vec{F}_A e \vec{F}_B são as forças medidas nos mancais *A* e *B* e \vec{F}_I e \vec{F}_{II} são as forças de inércia das massas de correção nos planos *I* e *II*. Na figura 6 é apresentado o rotor e a geometria do balanceamento. O rotor gira com velocidade angular ω_b , tal que:

$$\vec{F}_I = m_I \omega_b^2 \vec{r}_I \quad \vec{F}_{II} = m_{II} \omega_b^2 \vec{r}_{II}$$

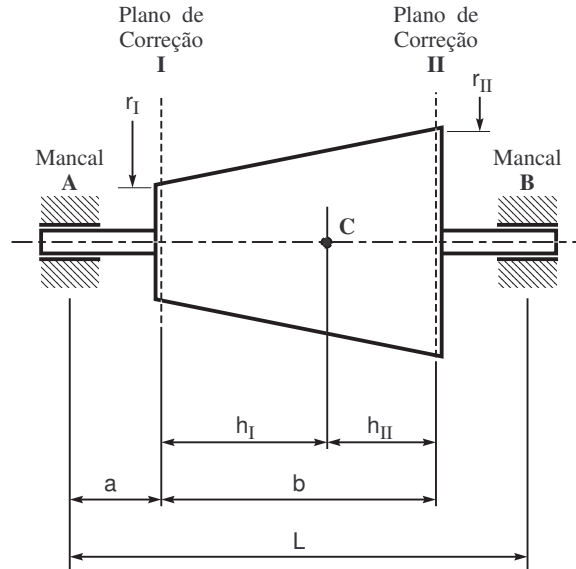


Figura 6: Geometria do balanceamento

Observa-se que a equação de equilíbrio dinâmico fornece uma relação linear entre o desbalanceamento e as forças produzidas nos mancais:

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{BI} \\ \alpha_{AII} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_I \vec{r}_I \\ m_{II} \vec{r}_{II} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\vec{F}_A \\ -\vec{F}_B \end{Bmatrix}$$

onde:

$$\begin{aligned} \alpha_{AI} &= \omega_b^2 \cdot \frac{L-a}{L} & \alpha_{BI} &= \omega_b^2 \cdot \frac{L-a-b}{L} \\ \alpha_{AII} &= \omega_b^2 \cdot \frac{a}{L} & \alpha_{BII} &= \omega_b^2 \cdot \frac{a+b}{L} \end{aligned}$$

Portanto uma relação perfeitamente linear entre desbalanceamento e esforços nos mancais.

Por outro lado, em uma máquina de balancear de mancais flexíveis o deslocamento medido nos mancais em decorrência de uma pequena massa de desbalanceamento m colocada num plano de correção pode ser aproximado por:

$$\delta = z\alpha + \frac{mr}{M}$$

com:

$$\alpha = \frac{mrh_{II}}{J_t - J_p}$$

Ou seja:

$$\delta = \left(\frac{zh_{II}}{J_t - J_p} + \frac{1}{M} \right) mr$$

onde M é a massa total do rotor, J_t o momento de inércia transversal, J_p o momento de inércia polar, h_{II} a distância do plano de adição da massa m ao plano do centro de massa do rotor e z a distância entre o centro de massa e o mancal onde é medido o deslocamento δ . Na figura 7 são apresentados os deslocamentos do rotor em balanceadora de mancais flexíveis.

Portanto, em primeira aproximação, podemos considerar também para rotores rígidos em balanceadoras de mancais flexíveis que os deslocamentos medidos nos mancais são proporcionais ao desbalanceamento.

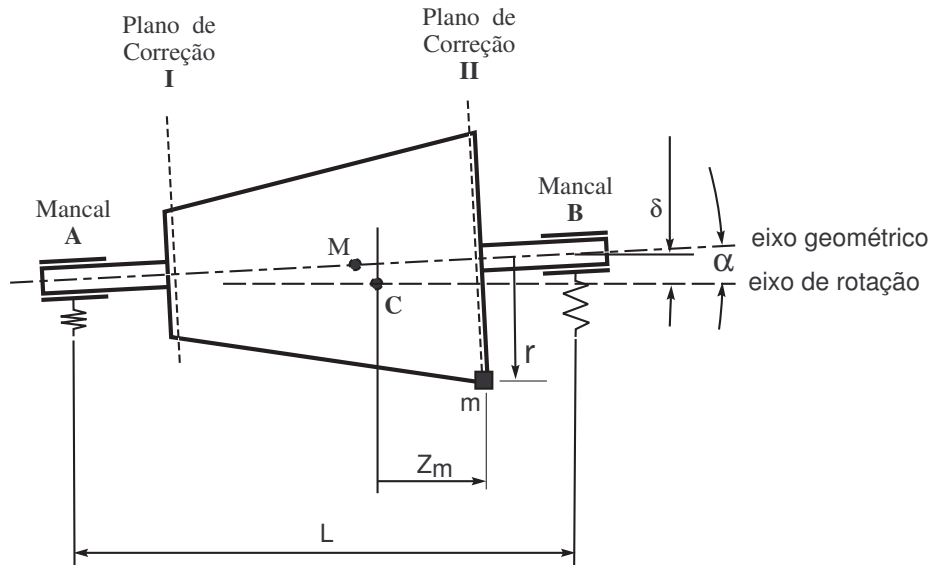


Figura 7: Rotor desbalanceado sobre mancais flexíveis

Assim para massas de correção m_I e m_{II} aplicadas nas posições \vec{r}_I e \vec{r}_{II} dos planos de correção I e II , temos:

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{BI} \\ \alpha_{AII} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_I \vec{r}_I \\ m_{II} \vec{r}_{II} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\delta_A \\ -\delta_B \end{Bmatrix} \quad (2)$$

que também representa uma relação linear entre o desbalanceamento e seu efeito.

Nas máquinas de balancear de mancais flexíveis, para um dada configuração de rotor (definida pelos parâmetros M , J_p , J_t , L , z , a , h_I e h_{II}), a matriz A dos coeficientes de influência é constante e não varia com a velocidade de rotação. Portanto, nesse tipo de balanceadora, não há variação da resposta nos mancais com o aumento da velocidade de rotação.

Portanto, sempre que o desbalanceamento for pequeno, podemos considerar a relação linear entre os desbalanceamentos aplicados em dois planos e o seu efeito medido nos mancais, sejam forças nos mancais rígidos ou deslocamentos nos mancais flexíveis.

Os coeficientes constantes (considerando ω_b invariante) da matriz $A = \{\alpha_{ij}\}$ que relaciona o desbalanceamento e seus efeitos nos mancais são conhecidos como coeficientes de influência.

3.2 Procedimento de Balanceamento pelo Método dos Coeficientes de Influência

O procedimento de balanceamento pelo *Método dos Coeficientes de Influência* é realizado da seguinte forma:

- Aplicam-se massas de teste m_t conhecidas nos planos de correção *I* e *II* e mede-se o seu efeito sobre os mancais;
- Através dessas medidas, determina-se os coeficientes de influência α_{ij} da matriz A ;
- Então mede-se o efeito do rotor desbalanceado sobre os mancais;
- Resolvendo um sistema de duas equações linear, calcula-se as massas de correção necessárias para cancelar o efeito, deslocamento ou forças, observado nos mancais do rotor desbalanceado;
- Realiza-se a correção pela adição ou remoção de massas de correção dos planos *I* e *II*;
- Verifica-se se o desbalanceamento residual é aceitável, caso contrário, repete-se o procedimento.

As máquinas de balancear são construídas com recursos que facilitam e automatizam esse procedimento. No passado utilizavam-se artefatos mecânicos ou elétricos para realizar essa operação. Atualmente, esse procedimento é basicamente aplicado através de algoritmos digitais. Verifiquemos como esses recursos podem ser implementados.

Tomando-se genericamente a seguinte relação entre desbalanceamento em dois planos e o seu efeito medido nos mancais:

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_I \vec{r}_I \\ m_{II} \vec{r}_{II} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\vec{\delta}_A \\ -\vec{\delta}_B \end{Bmatrix} \quad \omega_b = \text{constante} \quad (3)$$

$$\mathbf{A} \cdot \vec{u} = -\vec{\delta} \quad (4)$$

onde:

$$\text{movimento medido nos mancais} \quad \vec{\delta} = \begin{Bmatrix} \vec{\delta}_A \\ \vec{\delta}_B \end{Bmatrix}$$

$$\text{desbalanceamento nos planos } I \text{ e } II \quad \vec{u} = \begin{Bmatrix} m_I \vec{r}_I \\ m_{II} \vec{r}_{II} \end{Bmatrix}$$

$$\text{matriz dos coeficientes de influência} \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix}$$

Com:

$$\begin{aligned}
m_I \vec{r}_I &= m_I r_I \cos(\theta_I) \vec{e}_x + m_I r_I \sin(\theta_I) \vec{e}_y \\
m_{II} \vec{r}_{II} &= m_{II} r_{II} \cos(\theta_{II}) \vec{e}_x + m_{II} r_{II} \sin(\theta_{II}) \vec{e}_y \\
\vec{\delta}_A &= \delta_A \cos(\theta_A) \vec{e}_x + \delta_A \sin(\theta_A) \vec{e}_y \\
\vec{\delta}_B &= \delta_B \cos(\theta_B) \vec{e}_x + \delta_B \sin(\theta_B) \vec{e}_y
\end{aligned}$$

A equação matricial anterior é apenas uma forma bastante compacta do seguinte conjunto de equações:

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_I r_I \cos(\theta_I) \\ m_{II} r_{II} \cos(\theta_{II}) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\delta_A \cos(\theta_A) \\ -\delta_B \cos(\theta_B) \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_I r_I \sin(\theta_I) \\ m_{II} r_{II} \sin(\theta_{II}) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\delta_A \sin(\theta_A) \\ -\delta_B \sin(\theta_B) \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Observamos também que os vetores \vec{r}_I , \vec{r}_{II} , $\vec{\delta}_A$ e $\vec{\delta}_B$ podem ser representados convenientemente por números complexos, onde a parte real representa a componente em \vec{e}_x e a parte imaginária a componente em \vec{e}_y . Com essa notação, pode-se resolver facilmente o sistema linear com auxílio de um programa de cálculo matricial como o *Scilab*, que opera naturalmente com variáveis complexas.

3.2.1 Determinação dos Coeficientes de Influência

Tomando-se inicialmente um rotor de referência, perfeitamente balanceado e que seja fisicamente semelhante ao rotor a ser balanceado, podemos usa-lo para determinar a matriz de coeficientes de influência.

Aplicam-se massas de teste aos planos *I* e *II* da seguinte maneira:

Plano *I*: m_{0I} , r_{0I} em $\theta_I = 0$

Plano *II*: m_{0II} , r_{0II} em $\theta_{II} = \pi/2$

obtendo-se:

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_{0I} r_{0I} \cos(0) \\ m_{0II} r_{0II} \cos(\pi/2) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \delta_{0A} \cos(\theta_{0A}) \\ \delta_{0B} \cos(\theta_{0B}) \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_{0I} r_{0I} \sin(0) \\ m_{0II} r_{0II} \sin(\pi/2) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \delta_{0A} \sin(\theta_{0A}) \\ \delta_{0B} \sin(\theta_{0B}) \end{Bmatrix} \quad (8)$$

ou seja:

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} m_{0I} r_{0I} \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_{0I} r_{0I} \alpha_{AI} \\ m_{0I} r_{0I} \alpha_{BI} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ m_{0II} r_{0II} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_{0II} r_{0II} \alpha_{AII} \\ m_{0II} r_{0II} \alpha_{BII} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

ou seja, como m_{0I} e m_{0II} foram colocados a zero graus e a 90o, respectivamente, a projeção das respostas dos mancais na direção horizontal ($\theta = 0$) são só função de m_{0I} e a projeção das respostas na direção vertical ($\theta = \pi/2$) são só função de m_{0II} .

Assim medindo-se a resposta nos mancais $\vec{\delta}_{0I}$ em θ_I e $\vec{\delta}_{0II}$ em θ_{II} obtemos os coeficientes de influência com se segue:

$$\begin{aligned}\alpha_{AI} &= \frac{\langle \vec{\delta}_{0A} \cdot \vec{e}_x \rangle}{m_{0I} r_{0I}} \\ \alpha_{BI} &= \frac{\langle \vec{\delta}_{0B} \cdot \vec{e}_x \rangle}{m_{0I} r_{0I}} \\ \alpha_{AII} &= \frac{\langle \vec{\delta}_{0A} \cdot \vec{e}_y \rangle}{m_{0II} r_{0II}} \\ \alpha_{BII} &= \frac{\langle \vec{\delta}_{0B} \cdot \vec{e}_y \rangle}{m_{0II} r_{0II}}\end{aligned}$$

onde, $\langle \vec{\delta}_{0A} \cdot \vec{e}_x \rangle$, $\langle \vec{\delta}_{0B} \cdot \vec{e}_x \rangle$, $\langle \vec{\delta}_{0A} \cdot \vec{e}_y \rangle$ e $\langle \vec{\delta}_{0B} \cdot \vec{e}_y \rangle$ são as projeções dos deslocamentos $\vec{\delta}_{0A}$ e $\vec{\delta}_{0B}$ nas direções \vec{e}_x e \vec{e}_y ou seja, $\delta_{0A} \cos(\theta_{0A})$, $\delta_{0A} \sin(\theta_{0A})$, $\delta_{0B} \cos(\theta_{0B})$ e $\delta_{0B} \sin(\theta_{0B})$ medidos nos mancais.

Logo:

$$\begin{aligned}\alpha_{AI} &= \frac{\delta_{0A} \cos(\theta_{0A})}{m_{0I} r_{0I}} \\ \alpha_{BI} &= \frac{\delta_{0B} \cos(\theta_{0B})}{m_{0I} r_{0I}} \\ \alpha_{AII} &= \frac{\delta_{0A} \sin(\theta_{0A})}{m_{0II} r_{0II}} \\ \alpha_{BII} &= \frac{\delta_{0B} \sin(\theta_{0B})}{m_{0II} r_{0II}}\end{aligned}$$

3.2.2 Determinação das massa de correção

Assim através da medição do deslocamento de resposta às massas de teste conhecidas pudemos determinar a matriz dos coeficientes de influência $A = \{\alpha_{ij}\}$ do rotor.

Falta agora determinar quais desbalanceamentos deverão ser adicionados aos planos de correção para cancelar o movimento produzido pelo desbalanceamento inicial do rotor:

$$A \vec{u} + \vec{\delta} = \vec{0} \quad (11)$$

Assim o deslocamento produzido pelo desbalanceamento de correção $A \vec{u}$ somado ao deslocamento inicial $\vec{\delta}$ deverá produzir um deslocamento nulo $\vec{0}$, ou seja, o desbalanceamento de correção corrige o desbalanceamento inicial.

Assim o sistema fica:

$$A \vec{u} = -\vec{\delta} \quad (12)$$

onde:

$$A = \begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \quad (13)$$

é a matriz conhecida dos coeficientes de influência;

$$\vec{u} = \begin{Bmatrix} m_I \vec{r}_I \\ m_{II} \vec{r}_{II} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

é o vetor de desbalanceamento de correção a ser determinado e:

$$\vec{\delta} = \begin{Bmatrix} \vec{\delta}_A \\ \vec{\delta}_B \end{Bmatrix} \quad (15)$$

é o vetor de deslocamento inicial medidos nos mancais.

Basta portanto resolver o sistema linear para obter o vetor de desbalanceamento de correção:

$$\vec{u} = -A^{-1} \vec{\delta} \quad (16)$$

com:

$$A^{-1} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} \alpha_{BI} & -\alpha_{AII} \\ -\alpha_{BI} & \alpha_{AII} \end{bmatrix} \quad (17)$$

e $\Delta = \alpha_{AI} \alpha_{BII} - \alpha_{AII} \alpha_{BI}$.

3.3 Implementação Elétrica do Método dos Coeficientes de Influência

Por outro lado, podemos definir a seguinte transformação de coordenadas:

$$\vec{\delta}_I = C_1 [\vec{\delta}_A + P_1 \vec{\delta}_B] = C_1 \vec{\delta}_A + C_1 P_1 \vec{\delta}_B \quad (18)$$

$$\vec{\delta}_{II} = C_2 [\vec{\delta}_B + P_2 \vec{\delta}_A] = C_2 P_2 \vec{\delta}_A + C_2 \vec{\delta}_B \quad (19)$$

onde C_1 , C_2 , P_1 e P_2 são coeficientes constantes a serem determinados.

Ou na forma matricial:

$$\vec{\delta}' = \begin{Bmatrix} \vec{\delta}_I \\ \vec{\delta}_{II} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1 & C_1 P_1 \\ C_2 P_2 & C_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{\delta}_A \\ \vec{\delta}_B \end{Bmatrix} \quad (20)$$

com a transformação de coordenadas T tal que:

$$\vec{\delta}' = T \vec{\delta} \quad (21)$$

com:

$$T = \begin{bmatrix} C_1 & C_1 P_1 \\ C_2 P_2 & C_2 \end{bmatrix} \quad (22)$$

Observamos que a transformação de coordenadas pode ser obtida através do circuito elétrico mostrado na figura 8, composto de quatro amplificadores e dois somadores, onde C_1 , C_2 , P_1 e P_2 são os ganhos dos quatro amplificadores regulados através de potenciômetros de precisão.

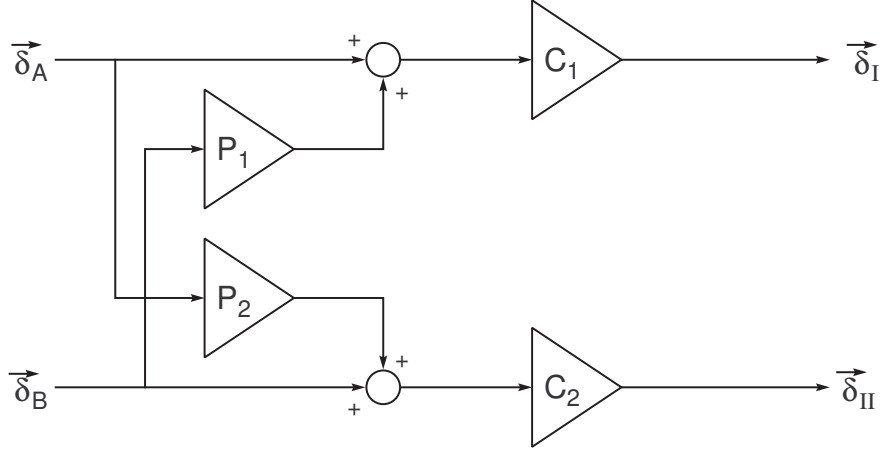


Figura 8: Circuito elétrico da balanceadora

Desta forma, aplicando-se a massa de teste no plano I e obrigando que a indicação no canal II seja nula, i.e., com:

$$\vec{u} = \begin{Bmatrix} m_{0I} r_{0I} \vec{e}_x \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (23)$$

regulando o ganho do potenciômetro P_2 tal que $\vec{\delta}_{II} = \vec{0}$ e posteriormente o potenciômetro C_1 para que $\vec{\delta}_I = m_{0I} r_{0I} \vec{e}_x$.

Assim:

$$\vec{\delta}_{II} = C_2 [\vec{\delta}_B + P_2 \vec{\delta}_A] = \vec{0} \quad (24)$$

$$\vec{\delta}_I = C_1 [\vec{\delta}_A + P_1 \vec{\delta}_B] = m_{0I} r_{0I} \vec{e}_x \quad (25)$$

logo:

$$\vec{\delta}_B = -P_2 \vec{\delta}_A \quad (26)$$

Mas:

$$\begin{Bmatrix} \vec{\delta}_A \\ \vec{\delta}_B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_{0I} r_{0I} \vec{e}_x \\ \vec{0} \end{Bmatrix} = m_{0I} r_{0I} \begin{Bmatrix} \alpha_{AI} \\ \alpha_{BI} \end{Bmatrix} \vec{e}_x \quad (27)$$

assim fica:

$$\vec{\delta}_B = -P_2 \vec{\delta}_A \Rightarrow m_{0I} r_{0I} \alpha_{BI} = -P_2 m_{0I} r_{0I} \alpha_{AI} \quad (28)$$

logo:

$$P_2 = -\frac{\alpha_{BI}}{\alpha_{AI}} \quad (29)$$

De forma análoga, aplicando-se a massa de teste no plano II e obrigando que a indicação no canal I seja nula, i.e., com:

$$\vec{u} = \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ m_{0II} r_{0II} \vec{e}_y \end{array} \right\} \quad (30)$$

regulando o ganho do potenciômetro P_1 tal que $\vec{\delta}_I = \vec{0}$ e posteriormente o potenciômetro C_2 para que $\vec{\delta}_{II} = m_{0II} r_{0II} \vec{e}_y$.

Assim:

$$\vec{\delta}_I = C_1 [\vec{\delta}_A + P_1 \vec{\delta}_B] = \vec{0} \quad (31)$$

$$\vec{\delta}_{II} = C_2 [\vec{\delta}_B + P_2 \vec{\delta}_A] = m_{0II} r_{0II} \vec{e}_y \quad (32)$$

logo:

$$\vec{\delta}_A = -P_1 \vec{\delta}_B \quad (33)$$

Mas:

$$\left\{ \begin{array}{c} \vec{\delta}_A \\ \vec{\delta}_B \end{array} \right\} = \begin{bmatrix} \alpha_{AI} & \alpha_{AII} \\ \alpha_{BI} & \alpha_{BII} \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ m_{0II} r_{0II} \vec{e}_y \end{array} \right\} = m_{0II} r_{0II} \left\{ \begin{array}{c} \alpha_{AI} \\ \alpha_{BI} \end{array} \right\} \vec{e}_y \quad (34)$$

assim fica:

$$\vec{\delta}_A = -P_1 \vec{\delta}_B \Rightarrow m_{0II} r_{0II} \alpha_{AII} = -P_1 m_{0II} r_{0II} \alpha_{BII} \quad (35)$$

logo:

$$P_1 = -\frac{\alpha_{AII}}{\alpha_{BII}} \quad (36)$$

E finalmente:

$$C_1 m_{0I} [\alpha_{AI} + P_1 \alpha_{BI}] \vec{e}_x = m_{0I} r_{0I} \vec{e}_x \quad (37)$$

$$C_1 \left(\alpha_{AI} - \frac{\alpha_{AII}}{\alpha_{BII}} \alpha_{BI} \right) = 1 \quad (38)$$

$$C_2 m_{0II} [\alpha_{BII} + P_2 \alpha_{AII}] \vec{e}_y = m_{0II} r_{0II} \vec{e}_y \quad (39)$$

$$C_2 \left(\alpha_{BII} - \frac{\alpha_{BI}}{\alpha_{AI}} \alpha_{AII} \right) = 1 \quad (40)$$

Logo:

$$C_1 = \frac{\alpha_{BII}}{\Delta} \quad (41)$$

e

$$C_2 = \frac{\alpha_{AI}}{\Delta} \quad (42)$$

Assim temos:

$$T = \begin{bmatrix} C_1 & C_1 P_1 \\ C_2 P_2 & C_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} \alpha_{BII} & -\alpha_{AII} \\ -\alpha_{BI} & \alpha_{AI} \end{bmatrix} = A^{-1} \quad (43)$$

portanto, com a regulagem dos potenciômetros adotada, temos:

$$T = A^{-1} \quad (44)$$

E assim a indicação dos canais I e II fica:

$$\vec{\delta}' = T \vec{\delta} = -T A \vec{u} = -A^{-1} A \vec{u} = -I \vec{u} \Rightarrow \vec{\delta}' = -\vec{u} \quad (45)$$

ou seja:

$$\vec{\delta}_I = -m_I \vec{r}_I \quad (46)$$

$$\vec{\delta}_{II} = -m_{II} \vec{r}_{II} \quad (47)$$

onde $\vec{\delta}_I$ e $\vec{\delta}_{II}$ indicam diretamente as posições angulares para adição dos desbalanceamentos $m_I r_I$ e $m_{II} r_{II}$ que corrigem o desbalanceamento do rotor.

Portanto, com a regulagem dos potenciômetros C_1 , C_2 , P_1 e P_2 adotada, foi possível desacoplar a indicação dos planos de correção e calibrá-las para valores redondos de desbalanceamento.

4 Qualidade de Balanceamento segundo ISO 1940/1

A norma *ISO 1940/1-1986 Mechanical vibration - Balance quality requirements of rigid rotors - Part 1: Determination of permissible residual unbalance* trata do balanceamento de rotores rígidos.

Balancear um rotor significa melhorar a distribuição de massa do rotor de forma a reduzir os esforços dinâmicos nos mancais a valores aceitáveis. A *ISO 1940/1* apresenta recomendações para determinação do desbalanceamento e especificações de qualidade para o desbalanceamento residual de rotores rígidos. A norma especifica:

1. formas de representar o desbalanceamento em um ou dois planos;
2. métodos para determinação do desbalanceamento residual admissível;
3. métodos para alocação do desbalanceamento residual admissível nos planos de correção;
4. métodos para determinação do estado de desbalanceamento residual de rotores através de medições;
5. sumário dos erros associados com a identificação do desbalanceamento residual.

4.1 Desbalanceamento Específico Admissível

O desbalanceamento residual admissível U_{adm} cresce em geral com o aumento da massa do rotor. De forma que definimos o desbalanceamento específico admissível e_{adm} como sendo o desbalanceamento residual admissível U_{adm} dividido pela massa total do rotor M , i.e.:

$$e_{adm} = \frac{U_{adm}}{M} \quad (48)$$

o desbalanceamento específico é dado em μm quando o desbalanceamento é dado em $g\ mm$ e a massa total em kg .

Em um rotor com desbalanceamento estático puro, o desbalanceamento específico admissível corresponde à excentricidade máxima admissível do centro de massa em relação ao eixo de rotação. Em um rotor com desbalanceamento dinâmico o desbalanceamento específico é somente um parâmetro para avaliar o estado de balanceamento em que o rotor se encontra.

4.2 Classe ou Grau de Qualidade de Balanceamento

A experiência mostra que em geral o desbalanceamento máximo tolerável por um rotor é inversamente proporcional à velocidade de rotação.

Define-se a classe ou grau de qualidade de balanceamento n para uma dada qualidade de balanceamento pela seguinte expressão:

$$n \geq \omega e_{adm} \quad (49)$$

onde ω é máxima velocidade de rotação em rad/s em que o rotor deverá operar e e_{adm} o desbalanceamento específico admissível em mm . Portanto, o grau de balanceamento é dado em mm/s , ou seja em unidade de velocidade.

Diz-se que um rotor está balanceado para classe ISO Gn quando o produto ωe_{adm} não supera o valor n , definido por um série geométrica de razão 2,5 (na realidade $\sqrt[3]{16}$), com os seguintes valores: 0,4; 1; 2,5; 6,3; 16; 40; 100; 250; 630; 1600 e 4000. Valores menores representam qualidades de balanceamento superiores, enquanto valores maiores representam qualidades de balanceamento inferiores. Na tabela 1 e no gráfico da figura 9 são apresentados os valores de qualidade de balanceamento recomendados para diversos tipos de rotores rígidos.

Não é surpreendente que o grau de balanceamento seja definido como um limite em termos de velocidade, posto que é sabido que para rotores geometricamente semelhantes a tensão no rotor e nos mancais é proporcional à velocidade periférica do rotor.

4.3 Determinação dos requisitos de qualidade de balanceamento

A norma ISO 1940/1 especifica três métodos para determinar os requisitos de qualidade de balanceamento. O primeiro método é baseado nas classes ou graus de qualidade de balanceamento, que se baseiam em longa experiência prática com um grande número

Tabela 1: Graus de qualidade de balanceamento para diferentes tipos de rotores

Grau de balanceamento	$e_{adm} \omega$ (mm/s)	Tipos de rotores - exemplos
G4 000	4 000	virabrequim/acionamento ¹⁾ de motores diesel marítimos lentos ²⁾ com montagem rígida com número ímpar de cilindros;
G1 600	1 600	virabrequim/acionamento de grandes motores de dois tempos com montagem rígida;
G630	630	virabrequim/acionamento de grandes motores de quatro tempos com montagem rígida; virabrequim/acionamento de motores diesel marítimos com montagem flexível;
G250	250	virabrequim/acionamento de motores de quatro cilindros velozes ²⁾ com montagem rígida;
G100	100	virabrequim/acionamento de motores diesel rápidos ²⁾ com seis ou mais cilindros; motores completos (gasolina e diesel) para automóveis, caminhões e locomotivas ³⁾ ;
G40	40	rodas de automóveis, aros de rodas, assentos de rodas, eixos de acionamento; virabrequim/acionamento de motores de quatro tempos rápidos (gasolina ou diesel) com seis ou mais cilindros; virabrequim/acionamento de motores de automóveis, caminhões e locomotivas;
G16	16	eixos de acionamento (eixos de propulsores, eixos cardan) com requisitos especiais; partes de máquinas de prensagem; partes de maquinário agrícola; componentes individuais de motores (gasolina e diesel) de automóveis, caminhões e locomotivas; virabrequim/acionamento de motores com seis ou mais cilindros com requisitos especiais;
G6,3	6,3	partes de máquinas de processo de plantas; engrenagens principais de turbinas marítimas (marinha mercante); tambores centrífugos; cilindros de máquinas de papel; cilindros de impressão; ventiladores; rotores de turbinas aeronáuticas à gás compostas; volantes de inércia; impelidores de bombas hidráulicas; ferramenta e partes de máquinas em geral; armaduras grandes e médias de motores elétricos (motores elétricos com pelo menos 80 mm de altura do eixo) sem requisitos especiais; armaduras pequenas de motores elétricos, em geral de produção seriada, em aplicações tolerantes à vibração e/ou com isolamento de vibração; componentes individuais de motores com requisitos especiais;
G2,5	2,5	turbinas à gás e à vapor, incluindo turbinas principais marítimas (marinha mercante); rotores de turbo-geradores rígidos; tambores e discos de memória de computadores; turbo-compressores; acionamento de máquinas de ferramenta; armaduras grandes e médias de motores elétricos com requisitos especiais; armaduras elétricas pequenas não enquadradas em uma das duas categorias da classe de balanceamento G6,3; bombas acionadas por turbinas;
G1	1	acionamento de gravadores de fita e fonógrafo (gramofones); acionamento de retíficas; armaduras elétricas pequenas com requisitos especiais;
G0,4	0,4	fusos, discos, e armaduras de retíficas de precisão; giroscópios.

1) Um virabrequim/acionamento é o conjunto que inclui virabrequim, volante de inércia, embreagem, polias, amortecedor de vibração, partes rotativas das bielas, etc;

2) No contexto dessa parte da norma ISO 1940, motores diesel lentos são aqueles cujos pistões tem velocidade inferior a 9 m/s, e motores diesel velozes são aqueles cujos pistões tem velocidade superior a 9 m/s;

3) A massa do rotor para motores completos compreende a soma das massas de todos os componentes do virabrequim/acionamento descrito no item 1).

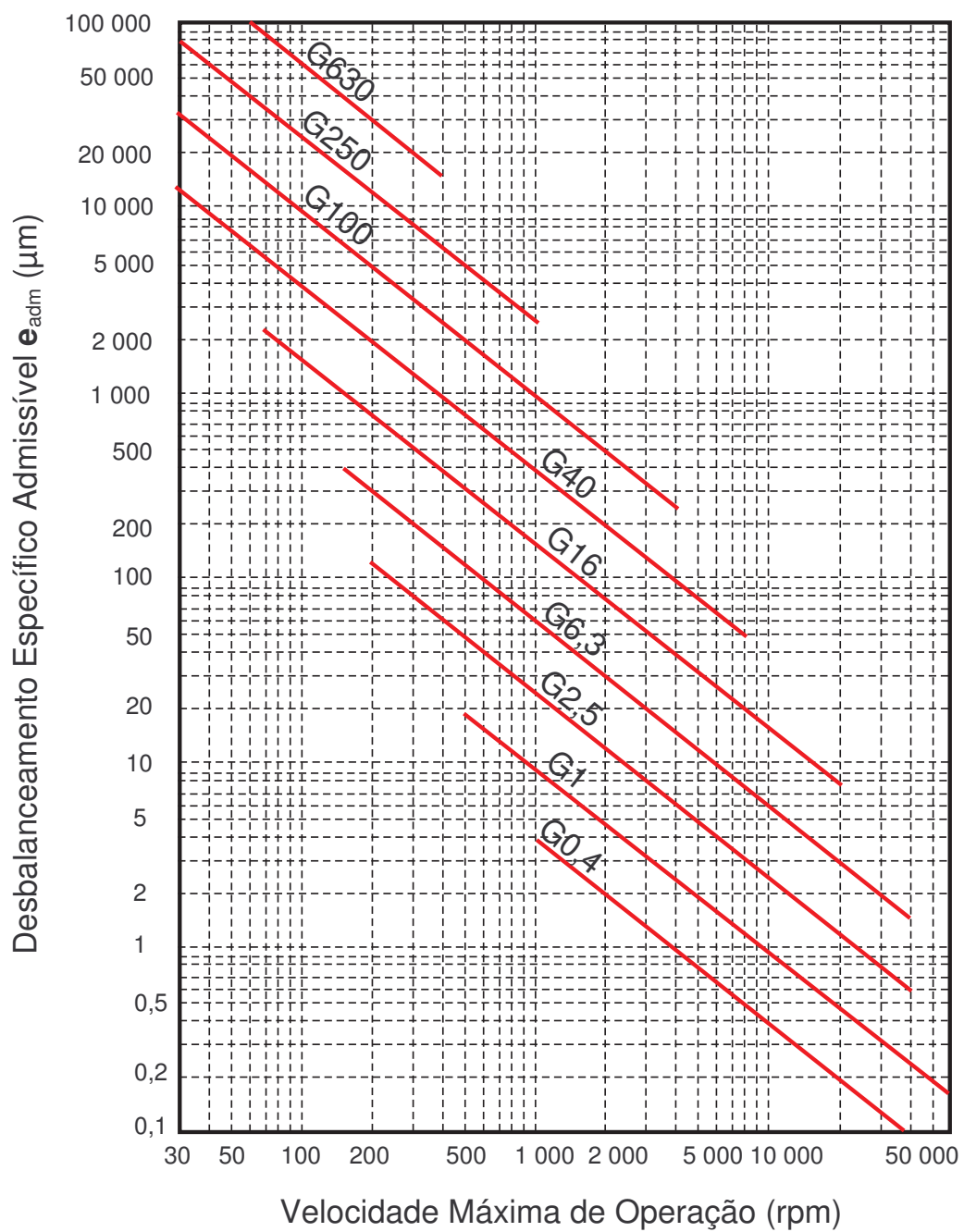


Figura 9: Desbalanceamento residual admissível segundo ISO 1940/1

de diferentes rotores. O segundo método é experimental e é em geral empregado no balanceamento na produção seriada. O terceiro método é empregado quando as forças dinâmicas admissíveis nos mancais são conhecidas.

4.3.1 Requisitos de qualidade de balanceamento baseados na classe ou grau de balanceamento

Pelo primeiro método especifica-se uma classe ou grau de qualidade de balanceamento para o rotor. Na tabela 1 e na figura 9 são apresentados os graus de balanceamento para diversos exemplos de rotores.

Selecionado um grau de balanceamento para um rotor de massa M , o desbalanceamento residual admissível é dado pela seguinte expressão:

$$U_{adm} = e_{adm} M \quad (50)$$

expresso em $kg\ mm$ ou $g\ mm$.

O desbalanceamento específico admissível e_{adm} em mm deriva do grau de balanceamento pela seguinte expressão:

$$e_{adm} = \frac{n}{\omega} \quad (51)$$

onde n é o grau de qualidade de balanceamento em mm/s correspondente à classe ISO Gn e ω é a máxima velocidade de rotação de operação em rad/s prevista para o rotor. Vale a pena frisar novamente que a classe de balanceamento é definida em função da velocidade de rotação de operação, e não pela velocidade de rotação de balanceamento.

A alocação do desbalanceamento residual admissível ao desbalanceamento máximo admissível nos planos de correção depende da configuração do rotor. Esse procedimento é definido em detalhes pela norma, cujo conteúdo é reproduzido de maneira simplificada a seguir.

4.3.2 Requisitos de qualidade de balanceamento baseados em determinação experimental

Pelo segundo método para especificar os requisitos de qualidade de balanceamento realizam-se uma série de testes com o rotor em geral *in situ*, i.e., na montagem real de operação.

São verificados os máximos desbalanceamentos tolerados pelo rotor em função de critérios representativos para o tipo e função da máquina, e.g., vibração, força ou ruído causado pelo desbalanceamento.

Nesse método especifica-se o desbalanceamento residual admissível limitando o efeito indesejado produzido pelo desbalanceamento para um determinada aplicação específica. Este método é recomendado principalmente quando limitar o efeito indesejado é o principal objetivo do balanceamento. Isto só pode ser feito para uma máquina específica onde as condições ambientais e de operação são bem conhecidas e definidas.

4.3.3 Requisitos de qualidade de balanceamento baseados nas forças admissíveis especificadas para os mancais

No terceiro método limita-se diretamente as forças máximas admissíveis nos mancais. Assim define-se o desbalanceamento residual admissível em cada plano de correção em função do esforço que irá produzir nos mancais. Esse esforço depende da configuração do rotor, da velocidade de rotação e da rigidez dos mancais.

O procedimento para alocação de desbalanceamento residual admissível aos planos de correção, descrito a seguir, pode ser usado quando no balanceamento não forem medidas diretamente as forças nos mancais.

Este método visa limitar diretamente o que se pretende com o balanceamento, i.e., alterar a distribuição de massa para limitar as forças dinâmicas máximas nos mancais oriundas do desbalanceamento.

4.4 Alocação do desbalanceamento residual admissível aos planos de correção

Seguindo o procedimento descrito na norma ISO 1940/1 obtém-se o desbalanceamento residual admissível total U_{adm} para o rotor. Nessa seção é indicado como fazer para alocar esse desbalanceamento admissível aos vários planos de correção, i.e., qual é especificamente o valor de desbalanceamento máximo admissível para cada plano de correção.

De um maneira geral, aloca-se o desbalanceamento admissível a cada um dos planos de correção de maneira que o desbalanceamento residual referenciado aos planos dos mancais esteja na mesma proporção das cargas de serviço toleradas pelos mancais. Ou seja, para uma dada configuração do rotor são considerados os efeitos dos braços de alavanca entre planos de correção e planos dos mancais para a pior relação de ângulos entre os desbalanceamento residual que pode existir no rotor, i.e., desbalanceamento estático ou de momento.

Essa seção da norma ISO 1940/1:1986 apresenta a principal melhoria incorporada à norma em relação à versão anterior, que não deixava claro como distribuir o desbalanceamento residual admissível entre os planos de correção para todas as configurações de rotores. Infelizmente a versão brasileira da norma de balanceamento de rotores rígidos, NBR 8008, ainda se baseia na versão anterior da ISO 1940. Embora não haja diferença substancial com relação à nova versão da norma, a NBR 8008 deve ser preterida, em função da maior clareza da nova versão da ISO 1940.

4.4.1 Balanceamento em um único plano de correção

Nesse caso simples, o desbalanceamento residual admissível medido nesse plano é igual a U_{adm} , i.e.:

$$m_{res} r_{cor} \leq U_{adm} \quad (52)$$

onde m_{res} é o máximo valor da massa de correção a ser aplicada no raio de correção r_{cor} do plano de correção que pode ser desprezado, i.e., deixar de ser executado.

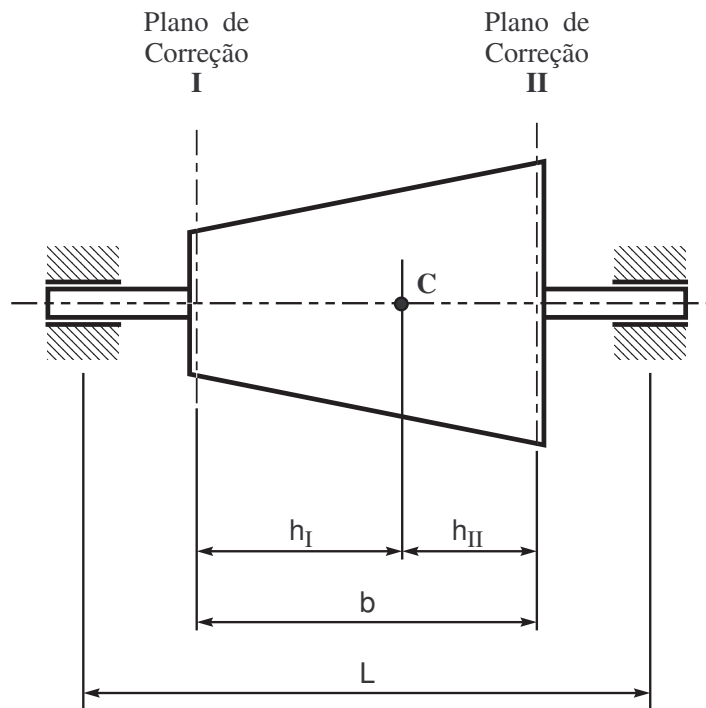


Figura 10: Dimensões do rotor para balanceamento pelo método simplificado

4.4.2 Balanceamento com dois planos de correção

São previstos cinco métodos, os três primeiros são simplificados e os dois últimos são gerais. Pelos métodos simplificados as cargas dinâmicas máximas nos mancais devido ao desbalanceamento residual ficam em concordância com as cargas estática nos mancais devido ao peso do rotor. Isso considerando-se a pior condição de ângulo que desbalanceamentos em cada plano de correção pode apresentar para cada tipo de configuração do rotor. Os métodos simplificados, embora aproximados, tem sido aplicados com sucesso para muitos rotores. O método geral, mais complexo, considera qualquer configuração possível do rotor e pode ser aplicado de forma generalizada. Pode ser especificada a razão entre as cargas referenciadas a cada um dos mancais e a cada plano de correção. O último método aplica-se a rotores onde os dois planos de correção encontram-se muito próximos e em geral em balanço. Neste caso introduz-se um terceiro plano de correção adicional para simplificar o balanceamento.

Métodos Simplificados

Distância entre planos de correção menor que distancia entre mancais

Este método simplificado é aplicado quando o rotor satisfaz às seguintes condições:

- o centro de gravidade localiza-se dentro do terço central do vão entre mancais;
- a distância entre os planos de correção é superior a um terço e inferior a distância entre mancais;
- os planos de correção são essencialmente equidistantes ao centro de massa do rotor.

Para esse tipo de rotor aloca-se metade do desbalanceamento admissível U_{adm} para cada plano de correção, i.e.:

$$U_{admI} = U_{admII} = \frac{U_{adm}}{2} \quad (53)$$

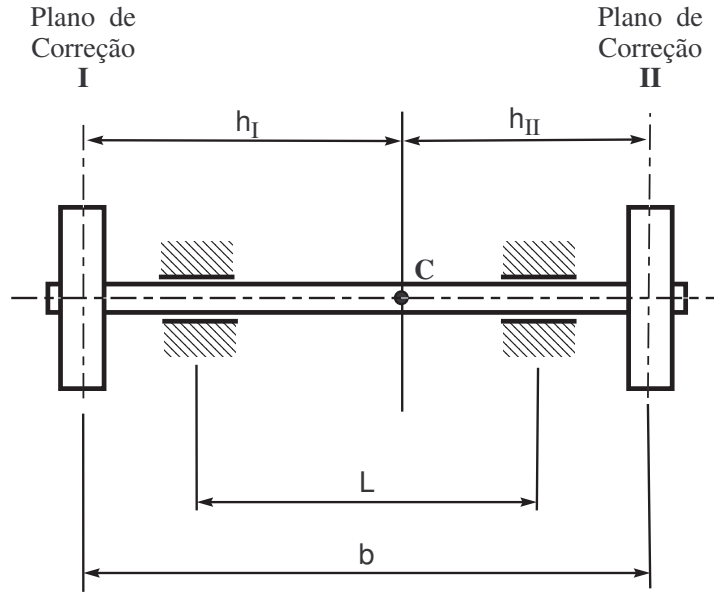


Figura 11: Rotor com discos em balanço nos dois extremos

Quando as duas primeiras condições são satisfeitas, mas os planos de correção não se encontram equidistantes do centro de massa, então deve-se alocar o desbalanceamento residual para cada plano de forma que:

- a soma dos desbalanceamentos residuais admissíveis nos dois planos de correção seja igual a U_{adm} ;
- a razão entre os desbalanceamentos admissíveis nos dois planos de correção esteja na mesma proporção da distância que cada plano de correção para o centro de massa, de tal forma que o maior desbalanceamento admissível seja tolerado para o plano de correção mais próximo do centro de massa; entretanto, a razão entre o maior e menor desbalanceamento residual não deve exceder $0,7/0,3$, i.e.:

$$0,3 U_{adm} \leq U_{admI} = U_{adm} \frac{h_{II}}{b} \leq 0,7 U_{adm} \quad (54)$$

$$0,3 U_{adm} \leq U_{admII} = U_{adm} \frac{h_I}{b} \leq 0,7 U_{adm} \quad (55)$$

Distância entre mancais maior que a distância entre planos de correção

Quando a distância entre os planos de correção b é maior que a distância entre os mancais L o efeito do desbalanceamento de momento é mais importante. Nesse caso o desbalanceamento residual admissível para o rotor U_{adm}^* deve ser reduzido na proporção $\frac{L}{b}$, isto é:

$$U_{adm}^* = U_{adm} \frac{L}{b} \quad (56)$$

e a alocação dos desbalanceamentos aos dois planos é feita da mesma maneira que no caso anterior.

Distância entre planos de correção inferior a um terço da distância entre mancais

Para rotores com planos de correção próximos, o efeito do desbalanceamento em cada plano de correção é sensível ao ângulo entre os desbalanceamentos em cada plano. Os

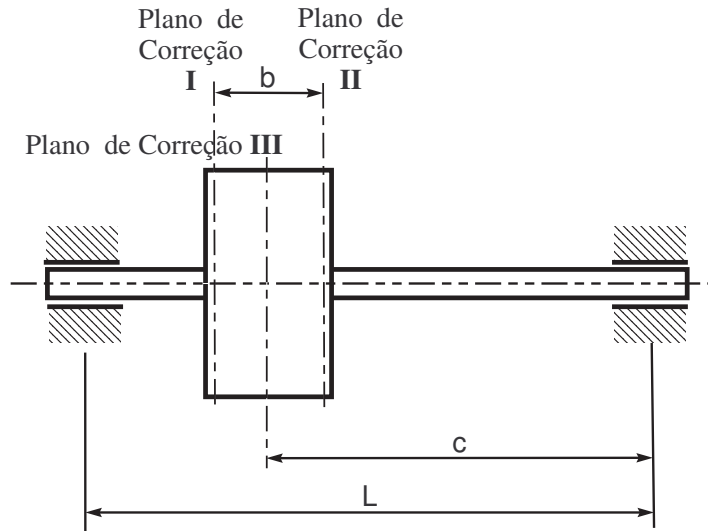


Figura 12: Rotor centrado com planos de correção próximos

métodos anteriores tendem a fornecer valores muito pequenos de desbalanceamento admissível. Para esse tipo de rotor é recomendável alocar o desbalanceamento admissível em termos de desbalanceamento estático e de momento.

Escolha um terceiro plano de correção *III* para executar o balanceamento estático (pode coincidir com um dos outros dois planos de correção). Conforme figuras 12 e 13 denominemos a distância do plano *III* ao mancal mais distante de *c*.

Adote a seguinte regra para alocação dos desbalanceamentos residuais admissíveis:

$$U_{admIII} = \frac{U_{adm}}{2} \frac{L}{2c} \quad (57)$$

$$U_{admI} = U_{admII} = \frac{U_{adm}}{2} \frac{3L}{4b} \quad (58)$$

com a correção de momento nos planos *I* e *II* alocados a 180° uma da outra. Esta especificação assume que:

- cargas dinâmicas admissíveis iguais para os dois mancais;
- considera o caso mais desfavorável para relação de fase entre o desbalanceamento estático e o de momento;
- aplica-se para qualquer localização do plano de correção do desbalanceamento estático;
- é válida para $0 < b < \frac{L}{3}$.

Método Geral

O método geral aplica-se a qualquer tipo de rotor.

Caso geral

Aloque o desbalanceamento residual admissível, U_{admI} e U_{admII} segundo o procedimento descrito a seguir.

Escolha um mancal como sendo de referência. Meça a distância do mancal de referência ao outro mancal.

Determine os seguintes parâmetro:

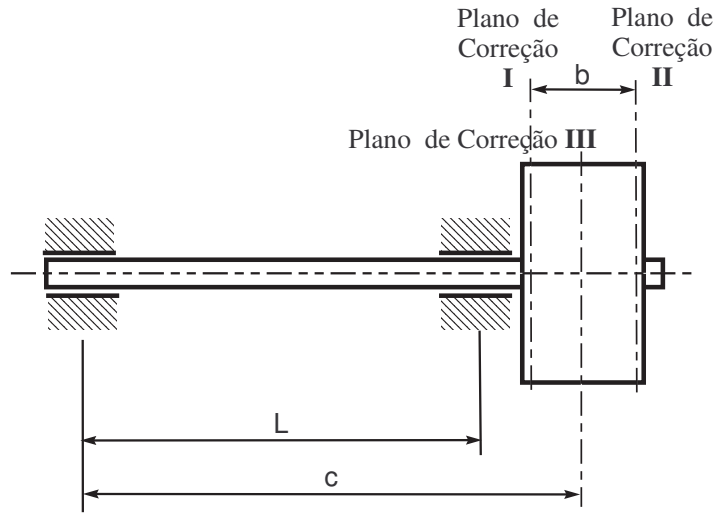


Figura 13: Rotor em balanço com planos de correção próximos

- a distância entre mancais: L ;
- a distância entre a referência e o plano de correção I : a ;
- a distância entre os planos de correção: b .

Defina a razão, k , entre o desbalanceamento admissível no mancal de referência e o desbalanceamento total admissível, U_{adm} .

O desbalanceamento admissível para o outro mancal será $(1 - k)U_{adm}$, de forma que a soma dos dois seja igual a U_{adm} .

Defina a razão, R , entre o desbalanceamento admissível no plano II em relação ao plano I , i.e., $R = \frac{U_{admII}}{U_{admI}}$.

Calcule os quatro valores de U_{admI} dados pelas seguintes expressões:

$$U_{admI} = U_{adm} \frac{kL}{[(l - a) + R(l - a - b)]} \quad (59)$$

$$U_{admI} = U_{adm} \frac{kL}{[(l - a) - R(l - a - b)]} \quad (60)$$

$$U_{admI} = U_{adm} \frac{(1 - k)L}{[a + R(a + b)]} \quad (61)$$

$$U_{admI} = U_{adm} \frac{(1 - k)L}{[a - R(a + b)]} \quad (62)$$

Adote o menor resultado como valor para o desbalanceamento residual admissível para o plano de correção I . O valor para o plano de correção II é dado por: $U_{admII} = R U_{admI}$.

5 Procedimento para Balanceadora de Mancais Flexíveis

Descrevemos em seguida o procedimento de balanceamento de rotores rígidos na balanceadora Schenck, modelo R334, disponível na oficina mecânica do departamento.

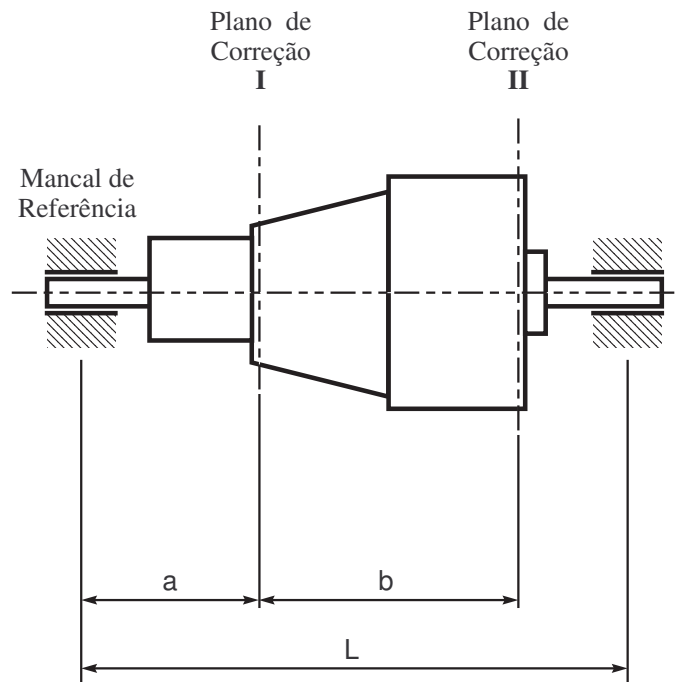


Figura 14: Dimensões do rotor para balanceamento pelo método geral

Inicialmente deve-se observar se a capacidade da balanceadora é adequada para balancear o rotor. Deve-se observar principalmente a massa do rotor, sua inércia à rotação e a velocidade de rotação na qual deverá ser executado o balanceamento. Também são parâmetros importantes a distância entre mancais, o diâmetro dos munhões, o maior diâmetro externo do rotor e a melhor capacidade de balanceamento da balanceadora. A possibilidade de montagem de rotores entre mancais ou em balanço também pode restringir a aplicação da balanceadora.

5.1 Cuidados e Precauções

Fundamentalmente é importante lembrar que o balanceamento é um procedimento dinâmico que envolve movimento de peças desprotegidas em velocidade de rotação significativa e com o surgimento de forças de inércia importantes. *Deve-se tomar todo o cuidado para evitar acidentes!* Em especial deve-se observar os seguintes pontos antes de acionar a balanceadora:

- verificar se o rotor está corretamente montado na balanceadora, se os suportes nos mancais estão corretamente travados e se os munhões estão corretamente apoiados nos roletes dos mancais;
- verificar se o rotor está livre para girar; certificar-se de que não há mais nenhuma ferramenta impedindo o movimento do rotor, que não existem cabos, panos, cabelo ou outros objetos que podem se enrolar no rotor, e que nenhuma parte da peça girante irá colidir com um objeto estacionário;
- verificar se não existem partes ou objetos que podem ser arremessados por ação das forças centrífugas; tais como, parafusos, arruelas e massas mal presas ou soltas.

Durante o funcionamento da balanceadora observar:

- *não aproximar qualquer objeto do rotor em movimento*, principalmente partes do corpo, pois em movimento não é possível observar corretamente a geometria do rotor, diversas partes, parafusos ou pontas não são visíveis com o rotor em movimento;

- *não procurar reduzir o tempo de desaceleração do rotor através de frenagem manual, ou pela utilização de quaisquer outros artifícios ou objetos não destinados especificamente para esse fim;*
- procurar não se posicionar em frente ao rotor em rotação, evitando a religião delimitada por um cone de 15 graus de abertura em cada lado do rotor girante.

Finalmente, lembrar que uma oficina mecânica é um ambiente propício para a ocorrência de acidentes de trabalho:

- executar todas as tarefas com atenção, manter a seriedade na execução das atividades, observar possíveis riscos pessoais para o executante, e para outras pessoas que possam se encontrar próximas ou de passagem e evitar danos materiais ao equipamento;
- fazer uso correto das ferramentas, chaves-de-fenda não são estiletes, alicates não são martelos;
- cuidado especial com as mãos, os pés, a cabeça e os olhos;
- fique de olho no pessoal mais experiente; observe sua conduta na oficina, siga seus conselhos e obedeça às suas recomendações;
- sempre utilize corretamente os equipamentos de proteção individual - EPI prescritos para à atividade que irá executar.

Lembre-se, com esses cuidados as atividades em oficina são seguras e podem ser gratificantes e enriquecedoras para sua formação profissional.

5.2 Preparação

5.3 Calibração da Balanceadora

A balanceadora é provida de recursos que permitem automatizar e agilizar a execução do balanceamento. O procedimento de balanceamento é composto basicamente das seguintes etapas: anulação do desbalanceamento inicial, desacoplamento das leituras dos dois planos de balanceamento, calibração do indicador, leitura do desbalanceamento, execução da correção e verificação do desbalanceamento residual. Tais atividades são executadas de maneira iterativa, sendo necessário repetir o procedimento até que o desbalanceamento residual seja inferior ao desbalanceamento admissível para o rotor.

5.3.1 Anulação do desbalanceamento inicial

Para calibrar a balanceadora é necessário obter um rotor plenamente balanceado que tenha as mesmas características geométricas do rotor que irá ser balanceado. Aparentemente tal requisito é paradoxal, já que a balanceadora será utilizada para realizar o balanceamento. Entretanto, devemos lembrar que em geral o maior custo do balanceamento é numa linha de produção seriada, assim pode-se calibrar a balanceadora para executar o balanceamento em toda a linha ou lote de rotores similares.

A obtenção desse rotor perfeitamente balanceado pode ser executado por diversos métodos. Um operário experiente não terá grande dificuldade em balancear um rotor pelo método da tentativa e erro, embora tenha que empregar um tempo bastante elevado para isso. Também existem procedimentos simples, onde se reduz inicialmente o desbalanceamento estático e depois o desbalanceamento de momento.

A balanceadora Schenck, disponível na oficina, oferece recursos elétricos para eliminar artificialmente a leitura do desbalanceamento inicial do rotor. Isso é feito sobrepondo-se um sinal elétrico harmônico de mesma frequência ao sinal medido nos mancais, de forma a cancelar eletricamente a leitura do desbalanceamento inicial. Caso as correções de balanceamento necessárias sejam pequenas, o sistema pode ser considerado linear e vale o princípio da sobreposição. Isso justifica esse procedimento.

Na balanceadora Schenck:

1. colocar o seletor de operação central na posição $\vec{K}|\vec{U}$ para executar a calibração da balanceadora;
2. colocar a chave de ganho na posição 10, menos sensível;
3. retirar qualquer massas de teste do rotor;
4. acionar o rotor, aguardar a velocidade de regime e libere os mancais;
5. posicionar a chave seletora de leitura na posição V_1 ; a luz vermelha indicativa da direção de leitura acenderá indicando a direção vertical V_1 , referente à direção vertical do plano 1;
6. através da ação sobre o potenciômetro V_1 eliminar a leitura do sinal, fazendo com que a indicação se anule, ou fique o mais próximo do valor zero;
7. amplificar o sinal, atuando na chave de ganho, e repetir o procedimento para as escalas 5, 2 e 1;
8. comutar a chave seletora de leitura para as posições H_1 , V_2 e H_2 sucessivamente e repetir o procedimento de anulação do sinal do desbalanceamento inicial para as duas direções dos dois mancais de medição.
9. não alterar mais a regulagem dos potenciômetros de anulamento até o final da calibração da balanceadora.

5.3.2 Desacoplamento dos planos de correção

Inicialmente a indicação do mostrador apresenta a magnitude do movimento medido em cada um dos mancais separadamente. Como os planos de correção não coincidem com os planos dos mancais, a ação de uma massa de balancear colocada em um dos planos de correção resultara na alteração da leitura em ambos os mancais.

Ao invés de observar o sinal medido nos mancais isoladamente, a balanceadora dispõe de um recurso para compor a indicação pela combinação linear do sinal medido nos dois mancais. Com isso é possível desacoplar a leitura em uma canal do efeito da massa colocada no plano de correção oposto.

Por de trás desse procedimento elétrico, está-se na realidade realizando a diagonalização e inversão da matriz dos coeficientes de influência.

Na balanceadora Schenck:

1. destravar os potenciômetros de precisão P_1 , C_1 , P_2 e C_2 , desacionando as alavancas de travamento na parte superior direita dos potenciômetros;
2. colocar os potenciômetros de desacoplamento de planos P_1 e P_2 na posição "0,00" (marca vermelha) e os potenciômetros de calibração C_1 e C_2 na posição "10,00", a chave a/z na posição "a", a chave +/- na posição +;
3. acrescente uma massa de teste conhecida na direção vertical do plano I e outra massa de teste na direção horizontal do plano II;
4. coloque a chave seletora na posição II, para calibração da balanceadora;
5. acionar o rotor, aguardar a velocidade de regime e libere os mancais;
6. regule o potenciômetro P_1 até que a leitura em H_1 se anule; regule o potenciômetro P_2 até que a leitura em V_2 se anule; caso o valor tenha tendência de aumento quando estes potenciômetros são acionados, inverta a posição da chave a/z correspondente;
7. trave os valores dos potenciômetros e registre-os na planilha de ensaio;
8. trave os mancais e desligue a balanceadora empregando o freio elétrico.

5.3.3 Calibração do indicador

5.4 Medição do Desbalanceamento e Execução da Correção

5.5 Verificação do Desbalanceamento Residual

6 Experimento: Balanceamento de Rotor Rígido com Dois Planos de Correção

7 Resultados Esperados

Cada grupo deve apresentar ao final do exercício prático os seguintes resultados:

- Registro de balanceamento do rotor na balanceadora Schenck;
- Relatório sumário sobre o balanceamento executado contendo:
 - objetivo;
 - método;

- breve descrição do equipamento;
- resultados;
- conclusão.