

JOSE LUIZ MARRA

VIBRODATA

Rua Lucas Sampronha, 373 – Alphanorth - Piracicaba

## **PROCEDIMENTO DE BALANCEAMENTO CONFORME NORMA ISO 21940-12**

Data:

31/08/2020

Autor

Eng. José Luiz Marra

### **I. INTRODUÇÃO**

*O objetivo do balanceamento de qualquer rotor é garantir um funcionamento satisfatório do rotor, quando montado em seu local de trabalho. Funcionamento satisfatório significa que o rotor apresente níveis de vibração aceitáveis devido ao desbalanceamento residual, na sua rotação de trabalho e também ao longo de toda a faixa de aceleração até atingir a rotação de trabalho. Significa também que o rotor não sofra deflexões inaceitáveis em qualquer rotação, desde a partir até a rotação máxima de trabalho.*

*Esta Norma orienta como critérios de avaliação em bancadas de balanceamento podem ser derivados tanto dos limites de vibração estabelecidos pelas normas ISO 10816 e ISO 7919, para avaliação em termos de vibração ou da Norma ISO 1940, para avaliação em termos de desbalanceamento residual.*

*De uma forma geral, o procedimento para o balanceamento de rotores flexíveis, é apresentado, nesta Norma, no item 7 – PROCEDIMENTOS PARA BALANCEAMENTO DE ROTORES FLEXÍVEIS EM ALTA ROTAÇÃO. Assim, vamos apresentar a seguir um resumo das recomendações apresentadas neste item. Em seguida, vamos apresentar uma discussão sobre o item 8 – CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO, onde são apresentados dois critérios de avaliação de vibração. O primeiro baseado nos limites de vibração e o segundo baseado em termos de desbalanceamento residuais. Cabe salientar que, baseado na experiência de muitos analistas, cada desses critérios é condição necessária e suficiente para garantir um funcionamento suave do rotor, em sua montagem final, em seu ambiente de trabalho.*

### **NORMA ISO 21940-12– ITEM 7 – PROCEDIMENTOS PARA A REALIZAÇÃO DE BALANCEAMENTO EM ALTA ROTAÇÃO**

*Geralmente, o Balanceamento em alta rotação é recomendável para todos os rotores flexíveis. São considerados rotores flexíveis todos os rotores que ultrapassam pelo menos uma velocidade crítica até atingir sua velocidade nominal de trabalho. Entretanto, com a utilização de procedimentos especiais, é possível, em algumas circunstâncias, realizar o balanceamento em baixa rotação, em máquinas de balancear e ainda garantir um bom estado de funcionamento do rotor. Neste ítem, vamos tratar apenas do procedimento para a realização de balanceamentos em alta rotação.*

#### **I.1. INSTALAÇÕES**

*Para o balanceamento em alta rotação, o rotor deve ser suportado por mancais adequados. Em alguns casos, é desejável que os pedestais dos mancais, na bancada de teste, possuam condições similares às utilizadas na instalação real da máquina onde o rotor irá operar, tal que, os modos de vibrar do rotor, em sua montagem final, possam ser adequadamente reproduzidas durante o processo de balanceamento. Isto reduzirá a necessidade de uma possível correção no campo.*

*Se o rotor possuir massas em balanço, que serão, de alguma forma, suportadas no campo, deve-se utilizar de um pedestal adicional com mancal que limite a deflexão dessa parte do eixo. Se por outro lado, essas massas não forem suportadas no campo, então, da mesma forma, não deverão ser suportadas na bancada de teste.*

A bancada de teste deve possuir transdutores capazes de medir a vibração do suporte, a vibração do eixo ou a força nos mancais. O sistema deve ser capaz de medir a frequência de 1XRPM, do sinal de vibração.

A montagem dos transdutores deve ser tal que não apresente qualquer ressonância que possa influenciar as medidas de vibração, dentro da faixa de rotação de teste.

Os sinais de saída dos transdutores deve ser tal que possa diferenciar a componente síncrona causada pelo desbalanceamento da componente causada por erros de runout.

O acionamento do rotor deve ser feito de maneira a não introduzir desbalanceamentos adicionais ao rotor. Para garantir que os elementos de acionamento não introduzam influências no estado original de balanceamento do rotor, esses elementos devem ser balanceados de acordo com a Norma ISO 1940-2.

#### **I.2. SELEÇÃO DAS ROTAÇÕES DE BALANCEAMENTO**

O rotor deve ser balanceado próximo a cada velocidade crítica a ser ultrapassada pelo rotor em seu processo de aceleração até sua rotação nominal. Dessa forma, deverá haver uma rotação de balanceamento para cada velocidade crítica inferior à rotação de trabalho, mais a própria rotação de trabalho.

#### **I.3. BALANCEAMENTO EM BAIXA ROTAÇÃO**

A experiência tem mostrado que pode ser vantajoso realizar um pré-balanceamento em baixa rotação, antes de submeter o rotor a um processo de balanceamento em alta rotação. Isto pode ser particularmente vantajoso para rotores que são afetados, principalmente, pela primeira velocidade crítica.

#### **I.4. SELEÇÃO DOS PLANOS DE BALANCEAMENTO**

Geralmente, os planos de balanceamento já são definidos durante o projeto do rotor, baseados na análise de rotordinâmica realizada durante essa fase. Esses planos devem ser previamente

selecionados de maneira a permitir as correções de acordo com o modo de vibrar (deflexão) do rotor, durante a passagem pelas possíveis velocidades críticas.

#### **I.5. DEFLEXÃO ESTÁTICA TEMPORÁRIA**

O rotor deve ser submetido a uma baixa rotação adequada para permitir a remoção de deflexões temporárias. É possível determinar através das medidas de vibração de eixo determinar quando as deflexões temporárias desapareceram. As leituras de vibração persistentes, nesta rotação comporão os erros de runout das superfícies monitoradas e deverão ser adequadamente subtraídas dos sinais de vibração, durante o balanceamento.

#### **Norma ISO 21940-12 – Item 8 – Critério de Avaliação**

É prática normal avaliar a qualidade de balanceamento de rotores flexíveis, em alta rotação, através da amplitude de vibração da componente 1XRPM, do pedestal dos mancais, ou da vibração de eixo, quando as condições de funcionamento dos pedestais, aproximam-se razoavelmente das condições para as quais o rotor foi projetado para funcionar em sua instalação final. O critério de avaliação, portanto, pode ser baseado tanto em termos de limites de vibração ou em termos de desbalanceamento residual.

#### **I.6. Norma ISO 21940-12 – ITEM 8.2 – CRITÉRIO DE AVALIAÇÃO BASEADO NOS LIMITES DE VIBRAÇÃO, NA BANCADA DE TESTE**

Existe uma relação complexa entre os níveis de vibração medidos na bancada de teste e aqueles medidos no campo, a qual depende de inúmeros fatores. Devemos lembrar que a avaliação dos níveis de vibração no campo é realizada através das Normas ISO 7919, para vibração de eixo, e ISO 10816, para vibração de carcaça.

Os limites permissíveis de vibração na bancada de teste podem ser expressos de duas formas:

- a. *Nível de Vibração dos pedestais dos mancais, calculado a partir dos níveis de vibração dos pedestais finais a serem utilizados no campo.*
- b. *Nível de vibração de eixo calculado a partir do limite de vibração utilizado no campo.*

*Em ambos os casos, os limites de vibração devem ser expressos como:*

$$Y = X \times K_0 \times K_1 \times K_2$$

*Onde:*

*X = Vibração permissível total no pedestal ou no eixo, para as medidas tomadas na faixa de rotação de operação, conforme as Normas ISO 7919 e ISO 10816;*

*Y = Vibração permissível, medida em 1XRPM, medida na carcaça dos mancais ou no eixo, ns bancada de teste;*

*K<sub>0</sub> = É a relação entre a amplitude da componente 1XRPM e a vibração total permissível (K<sub>0</sub> ≤ 1);*

*K<sub>1</sub> = Fator de conversão usado se o suporte dos mancais difere das condições do campo. É definido como a relação entre a amplitude da componente 1XRPM medida na bancada de teste (vibração de carcaça e/ou eixo) das medidas similares realizadas na máquina montada (se não aplicável K<sub>1</sub> = 1;*

*K<sub>2</sub> = É o fator de conversão que deve ser utilizado caso as medidas de vibração de eixo sejam tomadas na bancada de teste em locais diferentes daquele para o qual a leitura X foi especificada. Este fator depende das características modais do rotor. Se as medidas forem tomadas no mesmo local determinado para a leitura X então K<sub>2</sub> = 1.*

*Obs: Caso as posições de leitura não coincidam, K<sub>2</sub> deve ser determinado analiticamente para cada aplicação.*

*Os valores de K<sub>1</sub> e K<sub>2</sub> podem variar entre uma instalação e outra e são dependentes da rotação. Algumas sugestões para K<sub>0</sub> e K<sub>1</sub> estão disponíveis do Anexo C, da Norma.*

### **I.6.1. PASSAGEM PELAS VELOCIDADES CRÍTICAS**

*Deve-se levar em consideração que amplificações ocorrem durante a passagem pela velocidade crítica. Portanto, uma boa prática de balanceamento deve, não apenas garantir limites admissíveis de vibração na rotação nominal, mas também deve garantir uma passagem suave pelas velocidades críticas existentes na faixa de aceleração do rotor. Para as velocidades críticas é muito difícil estabelecer critérios quantitativos, uma vez que é praticamente impossível reproduzir na bancada de testes as mesmas condições de rigidez dos suportes de mancais que serão utilizados no campo, especialmente o amortecimento existente em ambas instalações.*

*Quando a deflexão for fator preocupante, como por exemplo, no caso de turbinas, onde a folga entre rotor e estator é crítica, seu valor deve ser especificado de maneira que qualquer possibilidade de toque possa ser evitada.*

### **I.7. Norma ISO 21940-12 – ITEM 8.3 – CRITÉRIO DE AVALIAÇÃO BASEADO NO DESBALANCEAMENTO RESIDUAL**

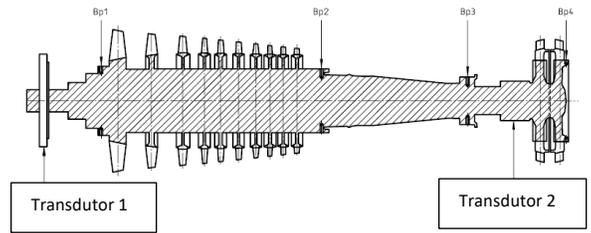
*O estado de balanceamento residual deve ser calculado para cada respectivo modo de vibrar. O desbalanceamento modal equivalente é definido como o menor desbalanceamento para cada plano de balanceamento que apresenta o mesmo efeito do desbalanceamento modal. Isto significa que para cada respectivo modo de vibrar, o desbalanceamento residual é calculado para o plano mais sensível, assumindo que os planos de balanceamento estejam localizados em posições adequadas, conforme os modos de vibrar a que estão destinados corrigir.*

#### **I.7.1. ROTORES COM APENAS UMA VELOCIDADE CRÍTICA**

*Para rotores que são significativamente afetados apenas pelo primeiro modo de vibrar, seja qual for a distribuição de desbalanceamento ao longo do eixo, o desbalanceamento residual não deve exceder os seguintes limites, expressos em porcentagem do total de desbalanceamento*

permissível recomendável pela Norma ISO 1940, com base na maior rotação de trabalho do rotor:

- a. Desbalanceamento equivalente para o primeiro modo de vibrar: 60%
- b. Desbalanceamento equivalente para a rotação de trabalho: 100%



### I.7.2. ROTORES COM PRIMEIRA E SEGUNDA CRÍTICA

Para rotores que são afetados apenas pela primeira e segunda crítica, seja qual for a distribuição de desbalanceamento ao longo do eixo, o desbalanceamento residual não deve exceder os seguintes limites expresso como porcentagem do desbalanceamento total recomendado pela Norma ISO 1940 e utilizando como base de cálculo a maior velocidade de serviço do rotor:

- a. Desbalanceamento equivalente para o primeiro modo de vibrar: 60%
- b. Desbalanceamento equivalente para o segundo modo de vibrar: 60%;
- c. Desbalanceamento equivalente para a rotação nominal: 100%

Obs: Quando um dos modos for muito menor do que o outro, o limite correspondente a esse modo pode ser relaxado, mas nunca exceder 100%.

### I.7.3. CÁLCULO DO DESBALANCEAMENTO RESIDUAL – ANEXO D

O cálculo do desbalanceamento residual deve ser realizado baseado nas medições de vibração em dois mancais (transdutor 1 e transdutor 2), conforme exemplo abaixo:

Exemplo: Seja um rotor de turbina com Massa de 1625 kg e quatro planos de correção e velocidade nominal de 10.125 rpm.

Conforme a Norma ISO 1940 e assumindo um grau de balanceamento de 2,5 mm/s, podemos determinar o desbalanceamento total permissível equivalente para um rotor rígido como igual a 2,37 g.mm/kg. Considerando o peso do rotor, podemos calcular o desbalanceamento total permissível para este rotor como:

$$2,37 \frac{g \cdot mm}{kg} \times 1625 \text{ kg} = 3850 \text{ g} \cdot mm$$

Desbalanceamento residual permissível para o primeiro modo de vibrar (100% do desbalanceamento total permissível) = 3850 g.mm

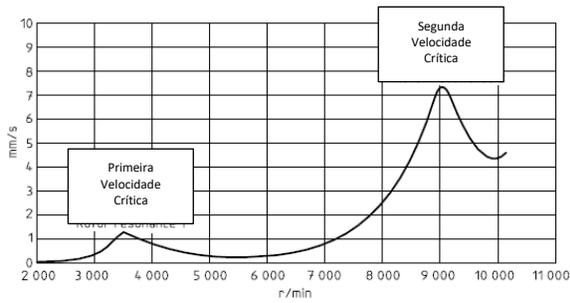
Desbalanceamento residual permissível para o segundo modo de vibrar (60% do desbalanceamento total permissível) = 2310 g.mm

Seja o gráfico abaixo a representação da curva de vibração do rotor, antes do balanceamento. Nesta Desbalanceamento Residual para 3.400 rpm

	Calculado	Permissível
Transd. 1	(0,55/ 0,36) x 1000 = 1530	3850
Transd. 2	(0,22/ 0,224) x 1000 = 982	3850

(g . mm)

curva estão apresentadas duas velocidades críticas, sendo a primeira em 3.400 rpm e a segunda em 9000 rpm.



Seja a tabela abaixo, a representação dos coeficientes de influência determinados, para o rotor, através de testes com massas de tentativas colocadas, individualmente em cada plano de correção:

Ponto de medida	Rotação	Plano de Balanceamento							
		Bp 1		Bp 2		Bp 3		Bp 4	
Transd. 1	3400	0,24	82	0,34	94	0,055	222	0,36	265
Transd. 2		0,087	107	0,157	87	0,102	34	0,224	6
Transd. 1	9000	1,99	246	2,29	285	1,56	293	2,07	176
Transd. 2		1,92	353	1,99	134	1,16	109	0,595	281

$\left(\frac{mm/s}{kg \cdot mm}\right)$

Os coeficientes de influência marcados pela cor amarela foram escolhidos, por representarem os planos mais sensíveis para cada modo vibrar, para cada transdutor.

Seja a tabela abaixo a representação da vibração final atingida após o balanceamento.

Rotação	Plano de Balanceamento			
	Transd. 1		Transd. 2	
3400	0,55	52	0,22	125
9000	2,35	305	1,44	139

(mm/s)

Desbalanceamento Residual para 3.400 rpm

	Calculado	Permissível
Transd. 1	$(0,55/0,36) \times 1000 = 1530$	3850
Transd. 2	$(0,22/0,224) \times 1000 = 982$	3850

(g. mm)

Desbalanceamento Residual para 9.000 rpm

	Calculado	Permissível
Transd. 1	$(2,35/2,29) \times 1000 = 1026$	2311
Transd. 2	$(1,44/1,99) \times 1000 = 723$	2311

(g. mm)



**ENG. JOSÉ LUIZ MARRA**