

## ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE BANCADA DIDÁTICA PARA BALANCEAMENTO ESTÁTICO E DINÂMICO DE ROTORES

**Sandro E. L. da Silva** – sandroels@bol.com.br  
**Antonio A. Silva** – almeida@dem.ufcg.edu.br  
**Marco A. da S. Irmão** – mirmao@yahoo.com  
Universidade Federal de Campina Grande – UFCG  
Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó, C.P. 10069  
58.109-970, Campina Grande-PB

**Resumo:** *A necessidade constante do aumento da velocidade de rotação nas máquinas em geral, para atingir as metas de redução da relação peso-potência e aumento da produtividade dos processos tem exigido cada vez mais dos engenheiros soluções novas que passam desde a escolha adequada de materiais mais resistentes e leves, melhorias estruturais dos componentes, além de monitoramento das condições reais de funcionamento, como a verificação da distribuição de massas em torno do eixo de rotação através de um perfeito alinhamento e balanceamento. Daí a importância da qualidade de balanceamento de rotores, que é julgada pelo grau de suavidade com que este gira em regime de trabalho, através de inspeções pré-estabelecidas pela Manutenção Preditiva. O objetivo geral desse trabalho é aplicar parte dos conhecimentos adquiridos na análise do comportamento dinâmico de máquinas rotativas, através da concepção e testes de uma bancada didática capaz de simular problemas de balanceamento de rotores como recurso complementar de ensino, visando melhorar a aprendizagem dos alunos em disciplinas tais como dinâmica das máquinas e vibrações mecânicas. A partir dos resultados obtidos foi possível verificar que o sistema desenvolvido (bancada didática) junto com o sistema de aquisição e análise de dados (Coletor-analisador Vibtron 42) se apresentou de forma adequada, permitindo realizar procedimentos típicos de balanceamento dinâmico em um e dois planos de correção, o que o pode ser estendido para análise de sistemas físicos reais.*

**Palavras-chave:** *Bancada didática, Balanceamento dinâmico, Análise de vibrações.*

### 1. INTRODUÇÃO

A necessidade de aumento da velocidade de rotação nas máquinas e exigências de redução da relação peso-potência e aumento de desempenho têm como condição básica à igualdade de distribuição de massas em torno do eixo de rotação através de um perfeito balanceamento. A qualidade de balanceamento de rotores é julgada pelo grau de suavidade com que este gira em regime de trabalho, através de inspeções estabelecidas pela manutenção preditiva, que tem como uma das funções detectar e corrigir o balanceamento de rotores.

O objetivo geral desse trabalho é aplicar parte dos conhecimentos adquiridos na área de projetos mecânicos, envolvendo a análise do comportamento dinâmico de máquinas através de procedimentos de balanceamento estático e dinâmico de rotores. Para tal foi concebida e construída uma bancada didática como parte integrante de um Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) em Engenharia Mecânica, visando servir de instrumento de aprendizagem dos alunos em disciplinas como dinâmica das máquinas e vibrações mecânicas.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Desbalanceamento rotativo

Ocorre devido a uma distribuição desigual de massas em torno do eixo do rotor, causando vibrações e transmitindo forças em seus mancais e fundação. No caso particular de máquinas rotativas o desbalanceamento é uma fonte comum de excitação vibratória.

Considerando um sistema massa-mola-amortecedor viscoso que se move apenas na direção vertical (1 grau de liberdade) que é excitado por uma máquina rotativa desbalanceada, observa-se que o desbalanceamento pode ser representado por uma massa excêntrica  $m$ , com uma excentricidade  $e$  girando com uma velocidade angular  $\omega$ , de acordo com a Figura 2.1.

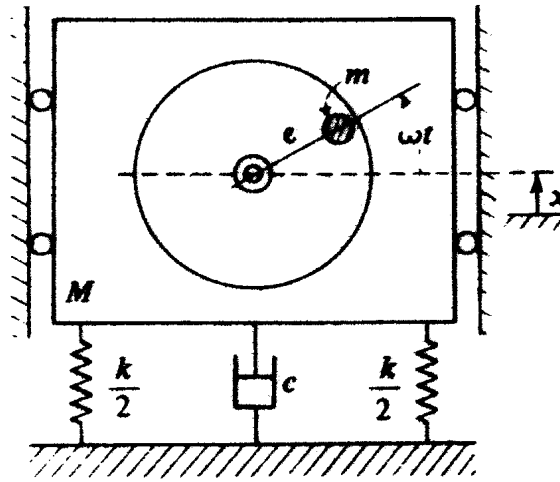


Figura 2.1 – Força harmônica devido ao desbalanceamento rotativo (THOMSON, 1973).

Sabendo-se que o desbalanceamento da massa excêntrica  $m$  é:  $x + e \sin(\omega t)$ , a equação de movimento fica é reduzida a:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = m\omega^2 e \sin \omega t \quad (1)$$

A solução de estado permanente da equação (1), pode ser escrita da seguinte forma:

$$X = \frac{(m\omega^2 e)}{\left[ (K - M\omega^2)^2 + (C\omega)^2 \right]^{1/2}} \quad (2)$$

e

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{C\omega}{K - M\omega^2} \quad (3)$$

As equações (2) e (3) podem ser re-escritas na forma adimensional, dividindo-se o numerador e o denominador por  $K$ , onde:

$\omega_n = (K/M)^{1/2}$  é a frequência natural de oscilação não-amortecida;

$C_c = 2M\omega_n$  é o amortecimento crítico;

$\zeta = C/C_c$  é o fator de amortecimento viscoso;

$$Cw/K = 2\zeta w/w_n$$

Então, substituindo estas expressões para a amplitude  $X$  e a fase  $\phi$ , obtém-se:

$$\frac{XM}{em} = \frac{(w/w_n)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{w}{w_n}\right]^2}} \quad (4)$$

e

$$\varphi = \text{tg}^{-1} \frac{2\zeta \left(\frac{w}{w_n}\right)}{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2} \quad (5)$$

Estas equações indicam que a amplitude adimensional  $XM/em$  e o ângulo de fase  $\phi$  são funções apenas da razão de frequência  $w/w_n$  e do fator de amortecimento  $\zeta$ , e podem ser representadas graficamente, conforme ilustrado na Figura 2.2. As curvas também mostram que o fator de amortecimento tem uma grande influência na amplitude e no ângulo de fase, especialmente na zona de frequências próximas à frequência de ressonância  $w/w_n=1$ .

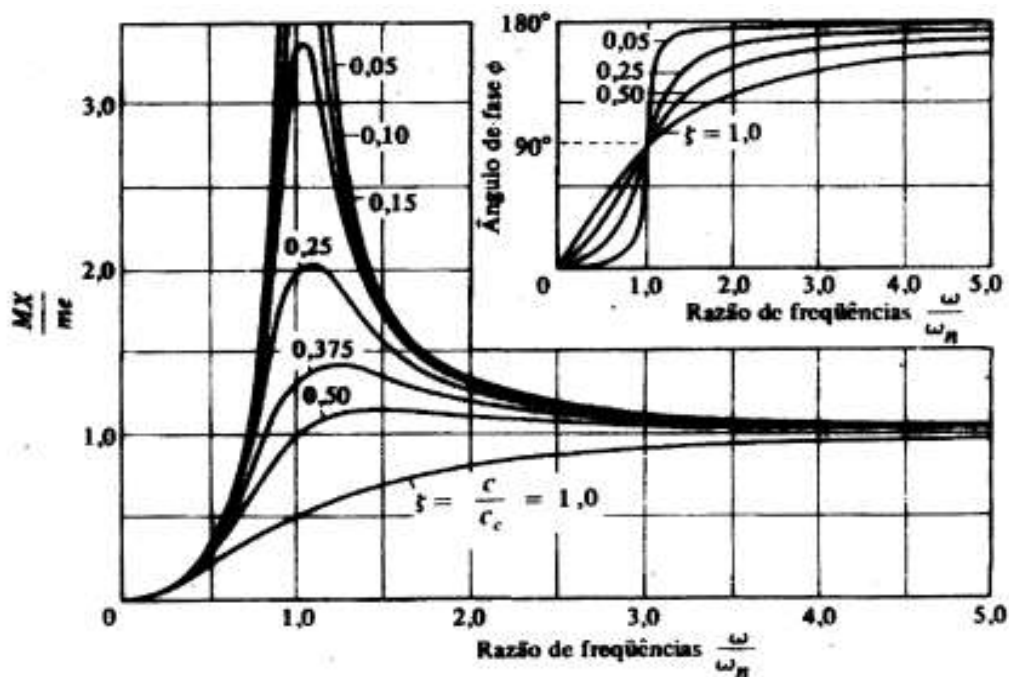


Figura 2.2 – Gráfico da amplitude e fase versus a razão de frequência para desbalanceamento rotativo (THOMSON, 1973).

## 2.2 Configurações do desbalanceamento dinâmico

No caso do desbalanceamento dinâmico em mais de um plano, as massas residuais causadoras do desbalanceamento podem se apresentar em posições e direções diferentes (Figura 2.3), gerando uma força e um momento oscilante, que é dado pelo produto do peso do corpo  $W$  pelo raio  $r$  e pelo braço do conjugado.

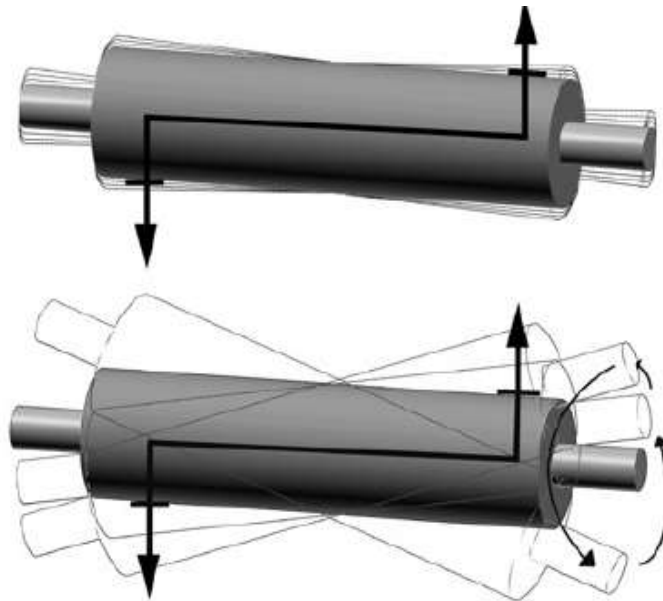


Figura 2.3 – Rotor submetido a um desbalanceamento dinâmico.

### 2.3 Necessidades do balanceamento

As forças centrífugas resultantes do movimento de rotação que agem nos mancais devido a rotores desbalanceados são indesejáveis por diversas razões, ou até possivelmente perigosas, podendo provocar os seguintes fenômenos:

- ★ Cargas dinâmicas elevadas nos mancais quando acrescidas da carga estática podem provocar a rápida deterioração de mancais deslizantes ou de rolamentos, reduzindo assim a vida útil do mancal;
- ★ Fissuramento por fadiga nas carcaças, suportes e fundações, e também a ruptura completa de componentes que giram junto com os eixos;
- ★ Diminuição da eficiência de uma máquina e conseqüente vida útil;
- ★ Redução do atrito de fixações por parafusos e chavetas devido a vibrações;
- ★ Redução da segurança operacional e fadiga pessoal durante o manuseio de ferramentas e aparelhos pela falta de suavidade de funcionamento;
- ★ Nível de ruído elevado causado por turbulência de ar ou vibração de peças em rotações elevadas podendo ser sentido mesmo à distância do equipamento.

### 2.4 Qualidade de balanceamento

O balanceamento de um rotor é freqüentemente julgado pelo grau de suavidade com que este gira em seu regime de trabalho. A experiência mostra, entretanto, que condições severas de vibração no regime de trabalho, não indicam necessariamente a presença de desbalanceamento. Uma medida exata e absoluta do estado de compensação de massas num rotor somente é obtida através da avaliação do deslocamento residual do rotor. Para

características de vibração similares, um rotor grande teria um resíduo de desbalanceamento admissível alto, enquanto um rotor pequeno teria uma tolerância correspondente menor.

Critérios para avaliação da qualidade de balanceamento e vibração de máquinas estacionárias, máquinas térmicas com massas rotatórias montadas sobre fundações de construção leve, não rígidas, podem ser obtidas através de Normas (ex. ABNT NBR 8008 e 10082, VDI-2056). Geralmente, estas cartas de severidade apresentam na abscissa valores de frequências em CPS (Hz) ou CPM (rpm) e a ordenada contém os valores da amplitude de vibração ( $\mu\text{m}$ ). Desta forma, entra-se com os valores da frequência e da amplitude, medidos no equipamento sob análise, e observa-se em que faixa de qualidade de funcionamento os valores recaem.

### 3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

#### 3.1 Construção da bancada didática

Diante do objetivo estabelecido de montagem de um Kit didático para fins demonstrativos de testes e procedimentos experimentais de balanceamento, foi desenvolvida uma bancada didática no Laboratório de Vibração e Instrumentação (LVI) do DEM/UFCG, utilizando um conjunto de eixo rotativo montado numa estrutura através de dois mancais de rolamentos (Figura 3.1). O conjunto rotativo possui dois discos igualmente espaçados, representando os rotores, onde são realizados os procedimentos de balanceamentos em um e dois planos de correção, bem como também a adição ou retirada de massas para correção.

A transmissão do movimento é feita por uma correia plana de borracha revestida com lona, com acionamento por motor elétrico de indução trifásico WEG (0.5 CV, 380 V, 1 A), ligado a um inversor de frequências WEG (Modelo ML 4.0/1) para controle da rotação.



Figura 3.1 – Vista geral da bancada didática para balanceamento de rotores (SILVA, 2004).

#### 3.2 Instrumentos para balanceamento de rotores

Para a realização dos testes experimentais, foram utilizados os seguintes equipamentos e acessórios disponíveis no LVI (Figura 3.2):

- ★ Analisador de vibrações VIB-42;
- ★ Unidade estroboscópica;
- ★ Acelerômetro piezoelétrico (Sensor);
- ★ Cabo tipo BNC-BNC;
- ★ Cabo de Comunicação Serial RS-232 tipo DB-9;
- ★ Recarregador para unidade eletrônica;
- ★ CD-ROM para instalação do software e manuais;



Figura 3.2 – Equipamentos e acessórios utilizados para o balanceamento (VIB-42)

### 3.3 Procedimentos para balanceamento

#### *Balanceamento dinâmico em um plano de correção*

Para fins de demonstração do balanceamento dinâmico, neste trabalho apresenta-se apenas o procedimento adotado para um único plano de correção, com adição de massa de teste e de correção realizada num único rotor (disco).

Inicialmente deve-se verificar o balanceamento estático do conjunto rotativo desmontado (retirado-se a correia e mancais de rolamentos), colocando o eixo sobre dois suportes de cantos vivos (trilhos) e fazendo pequenos movimentos giratórios ao longo de toda a sua circunferência. Se o conjunto não tende a parar em uma única posição, pode-se garantir que estaticamente existe uma boa distribuição de massas do sistema (LINHARES, 2002). Após a verificação do balanceamento estático, e montagem do conjunto rotativo nos suportes da bancada, também deve ser observado e corrigido eventuais problemas de montagem antes da realização dos procedimentos de balanceamento dinâmico (ex. desalinhamentos).

Para realizar o balanceamento dinâmico, o sistema é acionado até atingir uma determinada velocidade de rotação prevista (ex. 1500 rpm) e, em seguida, utilizado o Coletor-analisador de vibrações VIB-42 para a aquisição de dados e análise dos níveis vibratórios, que devem ser comparados com normas de severidade de máquinas rotativas (Figura 3.3). Os sinais de vibrações para todos os testes foram coletados em três posições dos mancais (vertical, horizontal e axial), e analisados se os valores de suas velocidades vibratórias RMS (mm/s) estão dentro das faixas adequadas (BOM ou NORMAL). No caso em estudo adotou-se a classificação do grupo de máquinas até 15 KW de potência (Grupo K), para desta forma se adotar um referencial quando for realizado o balanceamento.

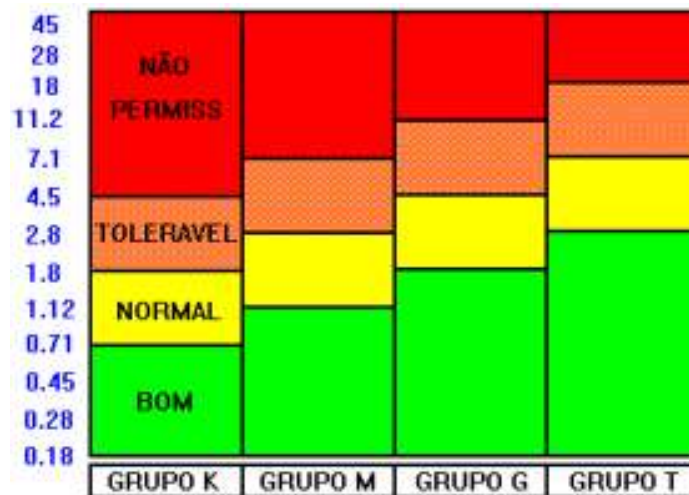


Figura 3.3 – Padrão de severidade vibratória adotada (VDI-2056)

Após analisar o sistema na sua condição inicial ou de referência, e verificar que os níveis vibratórios se encontrarem abaixo da faixa normal, a próxima etapa consiste em provocar um desbalanceamento adicionando uma massa de teste no disco em qualquer posição, medir a velocidade vibratória e a fase do desbalanceamento, e observar se esses níveis ficarão fora dos padrões exigidos. Foi colocada a massa de teste no disco do lado direito do mancal e escolhida uma posição que será adotada como referência (ex. número “3” no disco com 16 divisões), e com a unidade estroboscópica calibrada na mesma frequência de rotação captamos o ponto de maior energia, onde teremos a velocidade e fase de desbalanceamento.

Depois de provocar o desbalanceamento deve-se adicionar uma massa de “tara” em qualquer posição, para determinar a posição do vetor desbalanceamento. Novamente fazemos as medições com o analisador de vibrações e encontramos uma nova medida da velocidade vibratória e fase usando o mesmo procedimento anterior. Considerando que o sistema encontra-se desbalanceado e com a adição da massa de “tara”, foi criada uma rotina computacional em ambiente Matlab, denominada “balanceamento”, onde a partir desses novos dados coletados podemos determinar a massa final balanceadora e ângulo de fase onde ela será colocada para retornar ao sistema balanceado.

Finalmente, após encontrar os valores da massa balanceadora e ângulo de fase, a massa de “tara” é retirada para realizar o balanceamento final, fazendo com que o sistema retorne aos níveis de vibrações de referência e esteja dentro dos padrões de balanceamento exigidos.

#### **Uso do software Vibtron- 42 e do banco de dados Inter 42:**

Para serem realizados os procedimentos de balanceamento dinâmico utilizando o Coletor-analisador de dados, temos que antes preparar uma rota para que o analisador de vibrações VIB-42 tenha uma programação que possa ser executada, através do software Vibtron-42,

onde são programados todos os procedimentos, desde o cadastro do equipamento até a sua rota de análise. Neste caso utiliza-se o banco de dados Inter 42, onde é feita a recepção dos dados que são enviados do analisador ao computador através de um cabo serial. A partir desses dados coletados o software fornece valores para serem analisados, como velocidade vibratória em RMS, curvas de tendências e espectros de vibração.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Balanceamento dinâmico em um plano de correção

Com o objetivo de testar a bancada em condições de funcionamento normal e validar os procedimentos adotados foram realizados testes para duas condições de rotações 1320 e 1500 rpm (22 e 25 Hz). As análises foram feitas a partir dos gráficos de tendências e espectros que o próprio software fornece, para a faixa de frequências de 0 a 1 kHz e resolução em frequência de 5 Hz, embora para fins de análise o conteúdo de frequências importantes ficou limitado na faixa de 0 a 100 Hz (Zoom), para melhor visualização do que esta acontecendo com o sistema nas baixas frequências.

Após a realização dos procedimentos gerais de balanceamento em um plano de correção nas duas frequências de rotação, foram obtidos alguns resultados, como os espectros da Figura 4.1, obtidos para medidas de velocidades na direção horizontal do mancal direito da bancada.

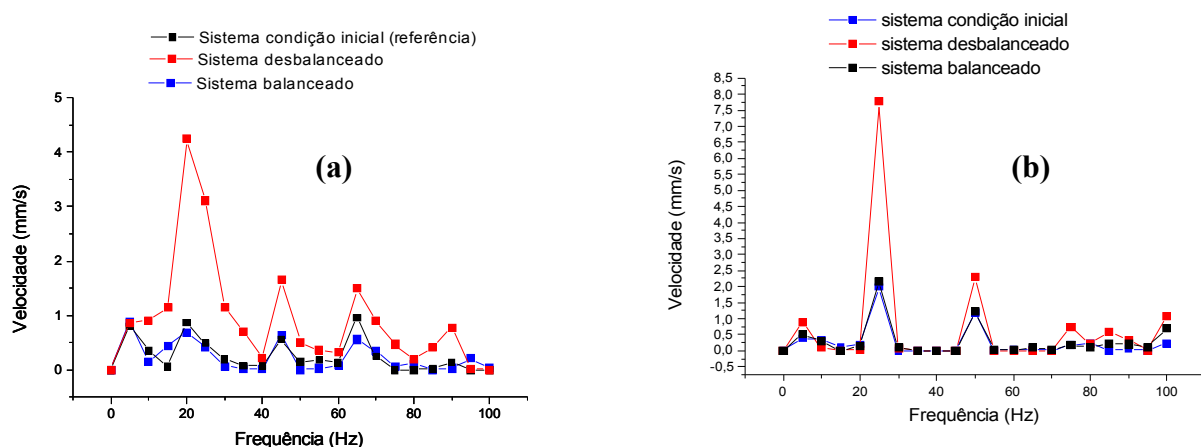


Figura 4.1 – Espectros obtidos no balanceamento dinâmico: (a) 22 Hz; (b) 25 Hz.

Analisando os espectros da Figura 4.1 pode-se observar que para ambas as rotações e em toda a faixa de frequência o sistema na condição inicial e após o balanceamento (linhas preta e azul), apresentam níveis de vibrações situado entre BOM e NORMAL (abaixo de 1.8 mm/s), conforme o padrão adotado na Figura 3.3. Porém quando o sistema é desbalanceado (linhas vermelhas) observa-se claramente um aumento das amplitudes de picos associados à frequência de rotação e suas harmônicas, apresentando valores acima dos níveis toleráveis (>4.5 mm/s). Deve-se ressaltar que enquanto para a rotação de 22 Hz (Figura 4.1a) o pico principal relacionado com a frequência de desbalanceamento se situa próximo de 4.5 mm/s, com o aumento da rotação para 25 Hz (Figura 4.1b) este efeito ficou mais evidente, atingindo valores da ordem de 8.0 mm/s, ilustrando bem o efeito do aumento da rotação nas forças de desbalanceamento que depende do quadrado da velocidade angular na mesma condição.

Outra forma de visualização dos resultados pelo sistema de aquisição de dados Vibtron-42 é apresentado nos gráficos de tendências a seguir (Figuras 4.2 a 4.4), obtidos através dos



níveis RMS de velocidade no mancal direito em três posições de medidas (horizontal, vertical e axial), para a frequência de 22 Hz. Pode-se observar na seqüência de medidas: (1) referência, (2) desbalanceado e (3) balanceado, a eficiência do procedimento de balanceamento nas diversas condições de testes, especialmente na situação mais crítica, onde o efeito do desbalanceamento é mais significativo (Figura 4.2).

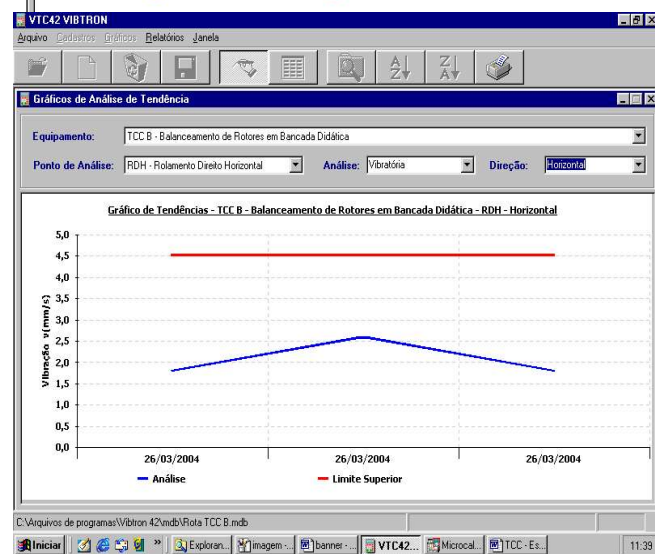
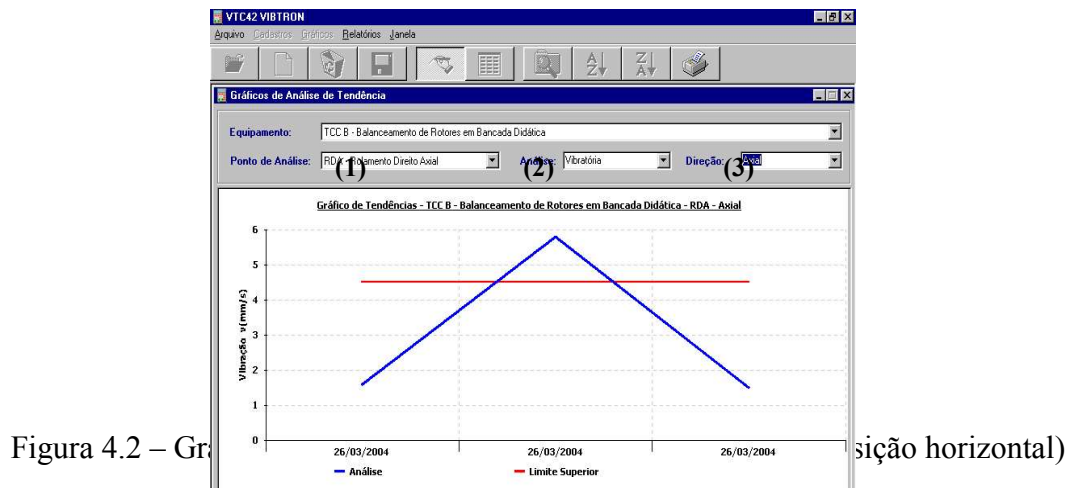


Figura 4.3 – Gráfico de tendência para medidas de velocidade (posição vertical)

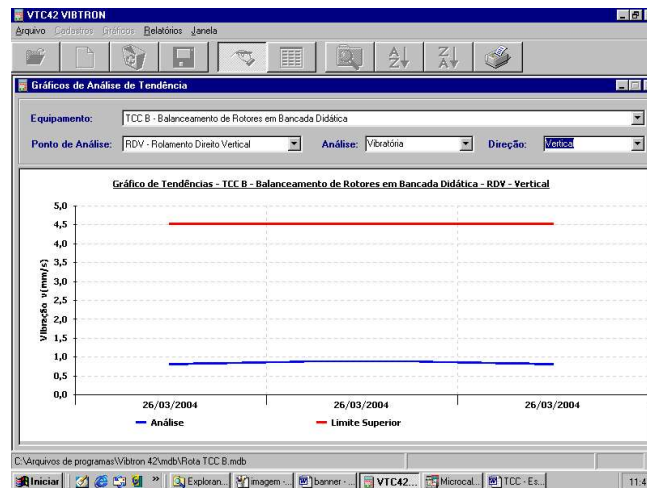


Figura 4.4 – Gráfico de tendência para medidas de velocidade (posição axial)

## 5. CONCLUSÕES

A bancada didática desenvolvida com o objetivo de simular a realização de procedimentos de balanceamento estático e dinâmico de rotores se apresentou de forma adequada, apresentando resultados que servem como parâmetro de avaliação de situações típicas de máquinas rotativas sob esta condição. Por outro lado, quando comparado com máquinas especiais de balanceamento, se observa a necessidade de introduzir melhorias (ex. aumento da rigidez dos suportes, ajuste de problemas como alinhamento, sistema de acionamento mais suave) de modo a cobrir uma maior gama de problemas encontrados num sistema físico real.

Com relação às medidas e análises realizadas através do Coletor-analisador de vibrações VIB-42, observa-se que estas permitiram cobrir toda a fase de aquisição e análise de espectro necessária numa rotina normal de balanceamento de rotores, indicando de forma adequada quando a máquina está em condição crítica de funcionamento. A rotina de cálculo desenvolvida no ambiente MATLAB também permitiu corrigir e posicionar de forma adequada a massa adicional a ser fixada nos rotores para fins de balanceamento dinâmico, o que veio a facilitar bastante o processo de ajuste.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8008, **Balanceamento de corpos rígidos rotativos/Qualidade**, 1983.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10082, **Vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de 600 a 12000 rpm**, 1985.
- COELHO Jr. e HANSEN, **Manutenção preditiva por análise de vibrações**, VITEK Consultoria Ltda, 1993.
- LINHARES, J. C. **Balanceamento estático e dinâmico**, 2002.
- MANUAL TÉCNICO DO ANALISADOR DE VIBRAÇÕES, **VIB 42**, 1998.
- NORMA TÉCNICA VDI-2056, **Padrão de avaliação de vibrações mecânicas em máquinas rotativas**, 1990.
- SILVA, S. E. L. **Análise teórico-experimental de uma bancada didática para balanceamento estático e dinâmico de rotores**. 2004. Trabalho de Conclusão de Curso (TCC), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande.
- THOMSON, W. T., **Teoria da vibração com aplicações**, Editora Interciência, 1973.