

## **ESTUDO DO COMPORTAMENTO DOS SISTEMAS DE EIXOS ÁRVORES SUBMETIDOS A ALTAS VELOCIDADES**

**Eduardo Carlos Bianchi**

UNESP –Bauru - Departamento de Engenharia Mecânica, CEP 17033-360, Bauru – SP, Brasil,  
Av. Luiz Edmundo Carrijo Coube, s/nº , Tel.: 14 - 3103 6119, E-mail: bianchi@feb.unesp.br

**João Paulo Barbosa Inácio**

Universidade Estadual Paulista – Câmpus de Bauru - Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Luiz Edmundo Carrijo Coube, s/nº , CEP 17033-360, Bauru – SP, Brasil, Tel.: 14 - 3103 6119

**Rodrigo Eduardo Catai**

UNESP - Guaratinguetá, SP, Brasil, Depto. de Materiais e Tecnologia, Doutorando em Eng. Mec..  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, CEP 12516-410, E-mail: rcatai@feb.unesp.br

**Paulo Roberto de Aguiar**

Universidade Estadual Paulista – Câmpus de Bauru, SP, Brasil, Depto. de Engenharia Elétrica  
Av. Luiz Edmundo Carrijo Coube, s/nº , CEP 17033-360, E-mail: aguiarpr@feb.unesp.br

**Resumo:** *High Speed Machine (HSM) é uma tecnologia promissora para um drástico aumento da produtividade e redução dos custos de produção. O desenvolvimento do sistema de eixo-árvore das máquinas ferramenta é criticamente estratégico para implementação da HSM, pois a estes níveis de velocidades, altas temperaturas são desenvolvidas e com pequenas excitações ocorreriam variações vibracionais em grande escala. Desta maneira, o presente trabalho teve como objetivo a apresentação de uma completa revisão a respeito de movimentos vibracionais para sistemas estáticos e dinâmicos voltado a análises de eixos-árvore, assim como, a introdução de problemas térmicos como, a pré-carga induzida termicamente nos rolamentos que pode aumentar a temperatura do conjunto, sendo desta forma uma das fontes térmicas do sistema.*

**Palavras-chaves:** *Eixo-árvore, HSM (High Speed Machine), HSC (High Speed Cutting), Vibração.*

### **1. INTRODUÇÃO**

O estado-da-arte. Assim, vêm sendo chamados os novos processos de usinagem a altas velocidades, High Speed Machining (HSM) ou High Speed Cutting (HSC). Com mais de 70 anos, esta tecnologia teve seus fundamentos desenvolvidos por Carl Salomon na Alemanha em 1931, até então, acreditava-se que com o aumento da velocidade de corte ocorreria um aumento da temperatura. Entretanto, em sua pesquisa Salomon pode mostrar que a partir de uma faixa de velocidade, cerca de 7 a 10 vezes maiores que as convencionais, ocorria simplesmente o contrário, as temperaturas caíam. Assim, uma usinagem de alumínio, hoje realizada convencionalmente com velocidades de corte entre 300 e 500 m/min, seria acima de 2100 m/min e para o aço convencionalmente de 200 m/min, a cerca de 1400 m/min (Schutzer et al., 2001).

De acordo com Tanio (2001), no início da década de 60, novos estudos foram realizados visando maior desenvolvimento da HSM. Entretanto, foi no início da década de 80 que esta tecnologia deu um salto, com o professor Hebert Schulz, da Darmstadt University of Technology, da Alemanha, que desenvolveu pesquisas voltadas a Indústria com financiamento do governo alemão. Este realizou dois projetos visando aperfeiçoamento de máquinas ferramentas e acessórios

para HSM, como eixo-motor, acionamento, ferramental, dispositivos de fixação, CNC. Com isso o conceito de HSM obteve novas características somadas àquelas descobertas na década de 1930.

Hoje, considera-se que para uma máquina receber o título de HSM, não basta apenas possuir altas velocidades de corte em consequência de altas velocidades no fuso, mas sim obter altas velocidades de avanço, um controle envolvendo softwares com rampas de aceleração e desaceleração especial, sistemas de posicionamento precisos e outros recursos que permitem oferecer a usinagem em alta velocidade. Desta maneira, as máquinas com esta tecnologia conseguem efetuar tarefas com tempos de processo inferiores e melhores acabamentos superficiais se comparadas com as máquinas convencionais, justificando seu alto investimento (Tanio, 2001).

Segundo Schulz (1989) apud Schutzer et al. (2001), a tecnologia HSM vem sendo desenvolvida principalmente para operações de fresamento, o seu maior campo de utilização, atendendo a duas áreas da manufatura: as operações de desbaste e acabamento de materiais não-ferrosos e o pré-acabamento e acabamento final para materiais ferrosos. No primeiro caso estão os setores aeronáutico e aeroespacial, enquanto o segundo tem sua principal utilização entre os fabricantes de moldes e matrizes, que ocupam uma importante posição na cadeia do processo produtivo, pois trabalham com a indústria automobilística, de eletrodomésticos e de bens de consumo.

No Brasil, o interesse por máquinas com tecnologia HSM é cada vez maior. Com esta, empresas brasileiras de grande, médio e até pequeno porte estão conseguindo igualar suas qualidades e custos de produção com empresas internacionais. Assim, torna-se de suma importância a introdução de conceitos que possibilitam o desenvolvimento da tecnologia HSM, já que tais, são escassos no Brasil com poucas fontes de difusão.

Portanto, o presente trabalho visará mostrar todos os conceitos relacionados a um sistema de eixo-árvore de uma máquina ferramenta, para muitos o coração da máquina, submetidos a altas velocidades, sobressaltando-se seu comportamento vibracional e térmico.

## **2. VIBRAÇÃO NO COMPORTAMENTO DOS EIXOS-ÁRVORE**

### **2.1. Conceitos teóricos**

De acordo com Meriam e Kraige (1999), vibração é o termo que descreve oscilações num sistema mecânico, sendo definida pela frequência (ou frequências), que é o número de ciclos por unidade de tempo, e por sua amplitude, que indica o máximo valor da função senoidal. A vibração de uma estrutura física frequentemente se dá através de um modelo constituído por um sistema massa/mola, e pode ser dividida em “livre” ou “forçada”. Na vibração livre, não existe nenhuma energia adicional para o sistema, mas sim um resultado contínuo, devido a um distúrbio inicial. Porém, num caso real de vibração livre sempre haverá uma força restauradora ou de amortecimento que tende a diminuir o movimento. Por isso muitas vezes é conhecida como vibração transiente. A vibração forçada, em contraste com a livre, continua sob um estado estável, pois a energia é suprida pelo sistema continuamente para compensar as perdas devido à dissipação pelo amortecimento.

Contido nesta última classe, está a resposta de uma estrutura do sistema de eixo-árvore de máquinas ferramenta. São três as forças excitantes as quais podem atuar sobre este: a força devido à atuação do motor da máquina, a força transmitida pela sua fundação e a força provocada pelo desbalanceamento do sistema do eixo-árvore (Meriam e Kraige, 1999). Desta maneira, alguns conceitos a respeito da vibração forçada se tornam essenciais para a continuação deste estudo.

### **2.2. Vibração forçada de partículas**

Segundo Meriam e Kraige (1999), esta é a classe mais importante de problemas de vibração, na qual o movimento é continuamente excitado por uma força de perturbação, a qual pode ser definida como harmônica, periódica não-harmônica e não periódica.

A força harmônica ocorre frequentemente na prática da engenharia, e o seu entendimento é o primeiro passo necessário no estudo de formas mais complexas. Assim, dar-se-á atenção à excitação harmônica neste estudo. No sistema da fig. (1a), de acordo com Meriam (1999), Harris e Crede

(1961), a massa está sujeita à força harmônica externa  $F=F_o \text{sen} \omega t$ , na qual  $F_o$  é a amplitude da força e  $\omega$  é a frequência de excitação. Aplicando a segunda lei de Newton, tem-se:

$$-kx - c \frac{\partial x}{\partial t} + F_o \text{sen} \omega t = m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} \quad (1)$$

Onde,  $k$  é a rigidez (N/m) e  $c$  o coeficiente de amortecimento viscoso (N.s/m). A Eq. (1) pode ser reescrita, obtendo-se a solução geral do movimento para um sistema sob vibração forçada.

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2\zeta \omega_n \frac{\partial x}{\partial t} + \omega_n^2 x = \frac{F_o}{m} \text{sen} \omega t \quad (2)$$

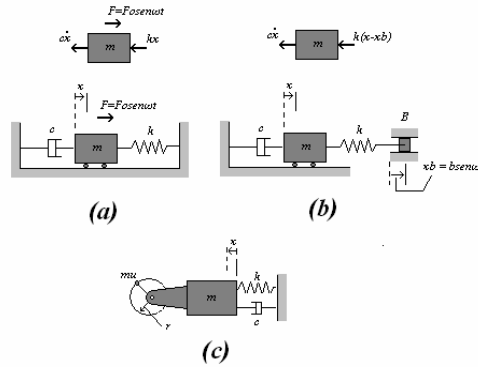


Figura 1. a-) Força harmônica externa; b-) Força harmônica devido ao movimento da fundação do sistema; c-) Força harmônica devido ao desbalanceamento (Meriam, 1999; Harris e Crede, 1961)

Em muitos casos, a excitação é causada pelo movimento da fundação à qual a massa está ligada por molas ou por outros apoios complementares. Isto explica os inúmeros estudos que são realizados para aumentar a rigidez das bases das máquinas ferramenta, como adição de areia no interior do fundido, variação geométrica para melhor distribuição dos carregamentos, entre outros. A fig. (1b) representa um sistema em que a mola esta presa à base que pode se mover. O diagrama de corpo livre mostra a massa deslocada de uma distância  $x$  a partir da posição neutra. Admiti-se que a base, por sua vez, tenha um movimento harmônico  $x_b = b \text{sen} \omega t$ . Observe que a deflexão da mola é a diferença entre os deslocamentos inerciais da massa e da base. Aplicando-se a segunda lei de Newton, obtém-se a equação geral para sistemas excitados por movimentos da fundação.

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2\zeta \omega_n \frac{\partial x}{\partial t} + \omega_n^2 x = \frac{kb}{m} \text{sen} \omega t \quad (3)$$

Já na fig. (1c), conforme Harris e Crede (1961), pode-se observar a vibração devido a uma rotação excêntrica do sistema pela presença da massa  $m_u$ . O sistema mostra uma massa seguindo uma trajetória circular de raio  $r$ . O deslocamento na direção  $x$  desta relativa a massa  $m$  é  $x_3 - x_1 = r \text{sen} \omega t$ , onde,  $x_3$  e  $x_1$  são os deslocamentos absolutos das massas  $m_u$  e  $m$ , respectivamente, na direção  $x$ . A equação diferencial do movimento para este sistema será:

$$(m + m_u) \frac{\partial^2 x_1}{\partial t^2} + c \frac{\partial x_1}{\partial t} + kx_1 = m_u e \omega^2 \text{sen} \omega t \quad (4)$$

### 2.2.1. Vibração forçada não amortecida

Neste caso o amortecimento é desprezível ( $c=0$ ), ficando nossa equação definida por:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \omega_n^2 x = \frac{F_o}{m} \text{sen} \omega t \quad (5)$$

A solução completa da Eq. (5) é uma soma da solução complementar  $x_c$ , que é a solução geral para o sistema livre, isto é, com o termo ao lado direito da equação igualado a zero, com a solução particular  $x_p$  que é qualquer solução da equação completa. Seu período é o mesmo da função de excitação ( $t = 2\pi/\omega$ ). A amplitude  $X$  do movimento é de interesse fundamental. Se representarmos por  $d_{est}$  o módulo da deflexão estática da massa sujeita a uma carga estática  $F_o$ , então  $d_{est} = F_o/k$ , e pode formar a razão entre amplitudes descrita na Eq. (6).

$$M = \frac{X}{d_{est}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (6)$$

A razão entre as amplitudes ou fator de amplificação  $M$  é a medida da severidade da vibração. Observa-se que  $M$  tende ao infinito quando  $\omega$  tende a  $\omega_n$ . Conseqüentemente, se o sistema não possui amortecimento e é excitado por uma força harmônica cuja a frequência  $\omega$  se aproxima da frequência natural do sistema  $\omega_n$ , então  $M$ , e portanto  $X$ , aumenta sem limite. Fisicamente, isso significa que a amplitude do movimento atingiria os limites da mola presa à massa, que é uma condição que deve ser evitada. O valor  $\omega_n$  é conhecido como frequência crítica ou de ressonância do sistema, e a condição de  $\omega$  estar com valor próximo de  $\omega_n$  com a amplitude de deslocamento grande é conhecida como ressonância (Meriam e Kraige, 1999). Pode-se visualizar este efeito através da fig. (2) que mostra a relação entre o fator de amplificação e a razão adimensional  $(\omega/\omega_n)$ .

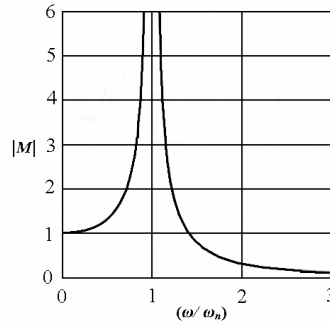


Figura 2. Valor absoluto de  $M$  em função da razão da frequência (Meriam e Kraige, 1999)

Isto comprova, segundo os mesmo autores, que em uma máquina ferramenta, se a frequência de excitação provinda do motor da máquina, da fundação ou da massa desbalanceada  $\omega$  se aproximar da frequência do sistema de eixo-árvore  $\omega_n$  o conjunto irá tender a entrar em ressonância, levando o conjunto de rolamentos dele a máxima sollicitação.

### 2.2.2. Vibração forçada amortecida

A Eq. (2) define o movimento para vibração forçada amortecida. Novamente, a solução completa é a soma da solução complementar  $x_c$  com a solução particular  $x_p$ . Entretanto, esta última agora é suposta como  $x_p = X \sin(\omega t - f)$  ou  $x_p = X_1 \cos \omega t + X_2 \sin \omega t$ . Substituindo-a na equação geral do movimento, determina-se a resposta para o sistema.

$$X = \frac{F_o/k}{\left\{ \left[ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \right]^2 + \left[ \frac{2\zeta\omega}{\omega_n} \right]^2 \right\}^{1/2}} \rightarrow x = C e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi) + X \sin(\omega t - f) \quad (7)$$

Próximo à ressonância a intensidade  $X$  da solução em regime permanente é bastante dependente da taxa de amortecimento  $\zeta$  e da razão de frequências adimensional  $(\omega/\omega_n)$ . Mais uma vez é conveniente formar a razão adimensional entre as amplitudes. Um gráfico preciso do fator de amplificação  $M$  contra a razão de frequências  $(\omega/\omega_n)$  para diversos valores da taxa de amortecimento  $\zeta$  é mostrado na fig. (3).

Fica evidente que a partir do gráfico, se uma amplitude do movimento é excessiva, duas formas possíveis de remediar seriam aumentar o amortecimento ou alterara frequência de excitação de modo que  $\omega$  esteja mais afastado da frequência de ressonância  $\omega_n$ . Experimentalmente, Merian e Kraige (1999), chegaram a conclusão de que aumentando o amortecimento a eficácia era maior próximo à ressonância.

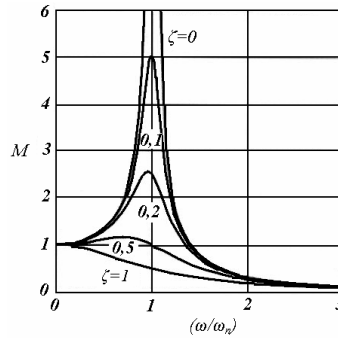


Figura 3. Gráfico do valor absoluto de  $M$  em função da razão da frequência de excitação  $(\omega/\omega_n)$  para diversos valores da taxa de amortecimento (Merian e Kraige, 1999)

### 2.3. Efeitos vibracionais em High Speed Machine (HSM)

Zhou e Shi (2001) afirmam que nas máquinas HSM, não são raras aquelas que conseguem alcançar 30.000 rpm de velocidade do fuso. Desta maneira, um controle da vibração é essencial para assegurar a superfície de acabamento desejada, assim como, para garantir uma maior vida para ferramenta de corte e sistema de eixo-árvore, além da redução dos tempos de paradas não programadas, que podem levar empresas a enormes prejuízos. Nelas devem ser controladas as vibrações provenientes de todas excitações possíveis, como as descritas acima. No entanto, aquela mais comum e que pode vir a trazer problemas é a referente ao desbalanceamento do sistema de eixo-árvore, já que a estes níveis de velocidade massas desbalanceadas desprezíveis para outros processos, trariam aqui, grandes excitações. Cabe lembrar que o desbalanceamento ocorre se o eixo principal de inércia do rotor não é coincidente com seu eixo geométrico.

#### 2.3.1. Análise dinâmica

O modelo de rotor planar (fig. (4)) é o mais simples para este estudo com movimentos apenas no plano perpendicular ao eixo de rotação (Zhou e Shi, 2001).

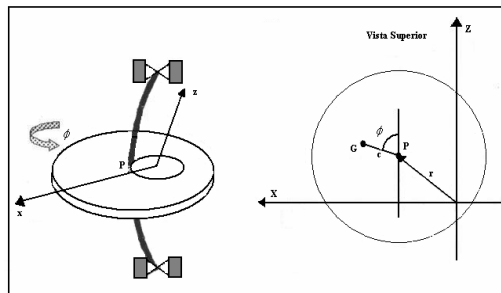


Figura 4. Disposição geométrica de um rotor planar. (Zhou e Shi, 2001)

Neste modelo, a vibração devido ao desbalanceamento é descrita pelo movimento da partícula do centro geométrico do disco,  $P$ .  $G$  é a massa do centro do disco e tal movimento é representado pelo vetor  $r$ . Desta forma, as Eq. (8) e (9) governam o movimento

$$m \frac{d^2 r_x}{dt} + c \frac{dr_x}{dt} + k r_x = m a_x \frac{d^2 f}{dt} + m a_z \frac{d^2 f}{dt} \quad (8)$$

$$m \frac{d^2 r_z}{dt} + c \frac{dr_z}{dt} + k r_z = m a_z \frac{d^2 f^2}{dt} + m a_x \frac{d^2 f}{dt} \quad (9)$$

onde,  $m$ ,  $c$  e  $k$  são a massa, o coeficiente de amortecimento viscoso e o coeficiente de rigidez do eixo, respectivamente.  $[a_x a_z]$  é o vetor de  $P$  a  $G$ , expressando o sistema de coordenadas estacionária.  $f$  é o ângulo de rotação do rotor. Para velocidade constante  $\frac{d^2 f}{dt}$  é igual a zero. Embora o modelo planar seja muito simples ele pode ser usado para estudo do fenômeno básicos de velocidade crítica, efeitos do amortecimento, entre outros num modelo dinâmico de um rotor.

O rotor planar é um caso especial do modelo desenvolvido por Jeffcott introduzido em 1919 (Zhou e Shi, 2001). Neste, o rotor era modelado como um disco rígido suportado por um eixo elástico de massa desprezível que era montado em rolamentos fixos. Este modelo era equivalente a um eixo rígido suportado por rolamentos. A maior melhoria em relação ao rotor planar é que o movimento do rotor é descrito pelo movimento do corpo ao invés do movimento da partícula. Embora seja um simples modelo de corpo rígido, ele pode mostrar fenômenos básicos do movimento do rotor, incluindo giros sobre forças desbalanceadas, velocidades críticas, efeitos giroscópios, dentre outros. A típica disposição geométrica deste modelo pode ser visto na fig. (5).

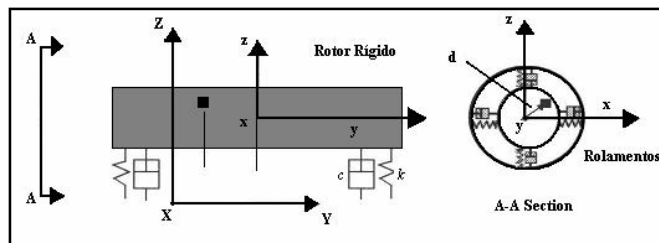


Figura 5. Disposição geométrica de um modelo de rotor rígido (Zhou e Shi, 2001)

Segundo Zhou e Shi (2001), para o sistema de rotor flexível foram desenvolvidos a partir do final da década de 60, métodos que permitem deformações elásticas durante a rotação, o que o faz mais acurado em relação ao modelo do rotor rígido. Estes métodos se caracterizavam pelo estudo do sistema desfragmentado em componentes muito mais simples e fáceis de analisar. A Eq. (10) de Lalanne e Ferraris (1998) apud Zhou e Shi (2001), descreve o movimento de um rotor flexível.

$$M \frac{d^2 q}{dt} + C \frac{dq}{dt} + Kq = f(f) \quad (10)$$

onde,  $q$  é a coordenada geral para descrição do movimento e  $M$ ,  $C$ , e  $K$  são coeficientes matriciais.

### 2.3.2. Métodos de balanceamento de um rotor

Zhou e Shi (2001), afirmam que os métodos de balanceamento de rotores podem ser divididos em duas classes importantes: balanceamento off-line e on-line. Estas se subdividem em diversos outros. A fig. (6) mostra uma completa classificação dos métodos de balanceamento.

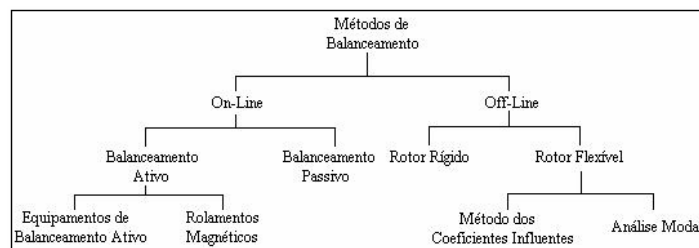


Figura 6. Classificação dos métodos de balanceamento (Zhou e Shi, 2001)

### **a-) Métodos de balanceamento off-line**

São muito usados nas aplicações industriais e se subdividem para dois tipos de aplicações: para um rotor rígido e rotor flexível. Dar-se-á maior ênfase aqui para o segundo caso, pois este mais se compara com o pré-processo, hoje utilizado para montagem dos sistemas de eixos-árvore em máquinas ferramentas. São dois os métodos capazes de solucionar off-line o desbalanceamento de um rotor flexível: análise modal e pelo método dos coeficientes influentes (ICM).

Os procedimentos para balanceamento modal são caracterizados pela análise da resposta do sistema a uma excitação, sendo este, submetido a uma frequência de ressonância que condiz ao sistema de eixo-árvore (rotor) da máquina ferramenta. Basicamente, os seguintes passos podem ser tomados para este caso:

- \* Construção do modelo dinâmico que representa o sistema de eixo-árvore (rotor), utilizando-se um software de elementos finitos em projeto;

- \* Colocar os engastamentos nos pontos de restrição dos movimentos e definir por onde ocorre a excitação;

- \* Definir as propriedades dos materiais que compõem o sistema de forma que a frequência de ressonância do sistema seja condizente com a realidade;

- \* Simulação (independente do método de análise, o software simula considerando uma força de excitação, indicando um sistema forçado);

- \* Análise das respostas de deformações obtidas;

- \* Excitações são realizadas até que níveis máximos de deformações sejam atingidos, para que assim, determine-se o ponto de ressonância do sistema.

O outro método utilizado para o balanceamento de um rotor flexível é o método dos coeficientes influentes (ICM). Ao contrário da análise modal, ICM é um método experimental. O princípio básico usado no método dos coeficientes influentes é  $v_w = Cw$  (onde,  $v_w$  é um número que representa a magnitude e fase da resposta do desbalanceamento no sistema de eixo-árvore (rotor),  $w$  é um vetor coluna representando os desbalanceamentos nestes planos e  $C$  é a matriz, a qual seus elementos são os coeficientes influentes relacionados ao desbalanceamento e resposta no rotor).

Al-Shareef e Brandon (1990), utilizaram em seu estudo o método dos coeficientes influentes na tentativa de melhorar a qualidade dos produtos finais através da minimização da resposta dinâmica na interface da ferramenta e da peça. Os parâmetros considerados no desenvolvimento deste trabalho foram: espaço entre os rolamentos, rigidez dos rolamentos, massa da peça usinada e massa distribuída ao longo do eixo. Dentre os resultados obtidos, verificou-se que as frequências naturais do sistema variam com a rigidez do rolamento. Para a faixa de rigidez escolhida (razão da rigidez entre o rolamento dianteiro e traseiro variou de uma a cinco vezes), a porcentagem de mudança da primeira frequência natural é 1,6% e que a segunda é 6%, enquanto que a mudança na quarta frequência natural é de 17% e na quinta de 35%. Outros comparativos foram tomados como, efeitos da massa da peça sobre a frequência natural, efeito da rigidez do rolamento no fator de forma, etc.

### **b-) Método de balanceamento on-line**

Podem ser subdivididos em balanceamento passivo e balanceamento ativo. O passivo consiste da adição ou subtração de uma massa ou equipamento que compense a massa desbalanceada. Existem máquinas dedicadas para este tipo de procedimento, na qual, o eixo-árvore é acoplado ao cardam de saída da máquina, o qual possui uma determinada faixa de rotação, e apoiado em dois mancais, que terão naquele teste a mesma função dos rolamentos. Então, inicia-se o movimento e no display do painel são apontados quantos gramas de desbalanceamento existe no eixo, assim como, a posição angular onde se encontra esta massa desbalanceada.

O balanceamento ativo pode ser realizado através do auxílio de rolamentos magnéticos, os quais criam um campo magnético na região entre o eixo-árvore e o mancal fazendo com que este eixo gire suportado pelos rolamentos e pelo campo simultaneamente, levando a menores níveis de vibrações por desbalanceamento. Maslen e Bielk (1992) apud Zhou e Shi (2001), apresentaram um modelo estável para rotores flexíveis com rolamentos magnéticos. Este método ativo pode ser também realizado através de um equipamento atuador que faz a redistribuição mássica no rotor.

Após a medição da vibração do sistema e de ter estimado o desbalanceamento no rotor, o centro de massa do atuador é mudado para o zero do sistema desbalanceado, corrigindo o movimento. A velocidade que a massa é redistribuída no sistema é lenta. A fig. (7) mostra o painel de interface homem/máquina de uma balanceadora utilizada para balanceamento dos eixos-árvore.

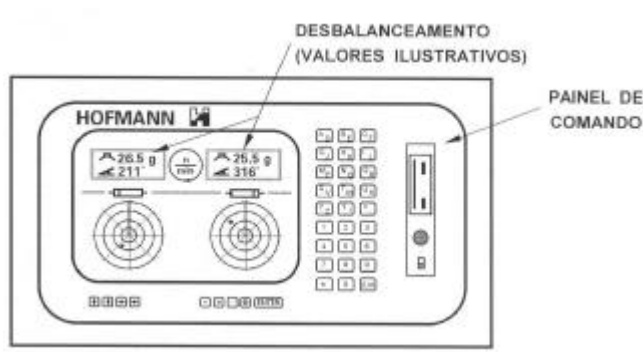


Figura 7. Tela de trabalho da balanceadora (Interface homem/máquina – OP)

Desta forma, vê-se que este último método para realização da correção do movimento é muito mais útil para outros tipos de rotores diferentes em relação a um eixo-árvore de uma máquina ferramenta, que requer respostas instantâneas para seus movimentos. Mesmo com um sistema de interface entre um software que armazena todos os dados de correções possíveis com o hardware (responsável pela emissão do comando ao atuador), de forma que a correção ocorresse automaticamente sem a necessidade de um operador, ainda teríamos o limitante de não poder deslocar as massas corretoras com velocidade, já que as rotações chegam a níveis muito altos e qualquer perturbação poderia causar acidentes. Assim, integrando um sistema como este em uma máquina ferramenta de alta velocidade HSM, estaria entrando em conflito com o principal interesse da mesma, isto é, ganhar o máximo de tempo possível.

### 3. EFEITOS DA PRÉ-CARGA NOS ROLAMENTOS DO SISTEMA DO EIXO-ÁRVORE

Os rolamentos utilizados nos sistemas de eixos-árvore das máquinas ferramentas devem ser de extrema precisão a fim de garantir que a máquina não produza resultados falsos na peça a ser usinada. Para alcançar o seu funcionamento perfeito testes verificaram que os mesmos deveriam ser pré-carregados com uma carga, de modo que o sistema obtivesse um ganho na sua rigidez, rolagem, entre outras características. Esta pré-carga é definida como a força de contato interna dos elementos rolantes contra as pistas do rolamento. Dentre as principais propostas da pré-carga, pode-se destacar (SKF Manuals e Timken Manuals): aumento da rigidez no sistema do eixo-árvore, já que pré-carregado pode sofrer uma menor deflexão; obter melhor acuracidade do movimento rotacional, pois os elementos de rolagem terão seus movimentos axiais restringidos; ajudar a prevenir vibrações, além dos ruídos; aumentar a vida útil do rolamento, pois o desgaste por fadiga diminuirá.

Entretanto, alguns cuidados básicos devem ser tomados quando da realização da pré-carga em um arranjo de rolamentos. Na prática, o valor da pré-carga, a qual pode ser aplicada a um rolamento é limitado, pois com seu aumento, os valores das perdas por atrito e da temperatura de operação serão alterados diretamente proporcional, o que pode provocar uma redução na vida do rolamento. Uma ótima pré-carga seria aquela a qual fornece como resultado a melhor rigidez aliada a um pequeno aumento do atrito. Ao contrário do que muitos possam imaginar, rolamentos com excessivas pré-cargas terão a partir de um certo ponto, aumentos apenas desprezíveis em suas rigidez e muitas desvantagens, como aumento de temperatura e diminuição da sua vida.

Alguns autores estudaram efeitos térmicos durante atuação dos rolamentos no movimento rotacional dos eixos-árvore. Com o aumento da temperatura do sistema a pré-carga no rolamento aumentava de modo que seu desempenho diminuía. Este aumento era consequência de uma pré-carga adicional ao sistema conhecida como pré-carga induzida termicamente. Carmichael e Davies (1970), investigaram os efeitos da lubrificação e refrigeração do mancal na pré-carga induzida



termicamente de um par de rolamentos de esferas de contato angular. Seus resultados mostraram que o atrito aumentava com o aumento da pré-carga induzida e este era altamente sensível às condições de refrigeração do mancal. Medindo a temperatura do eixo-árvore, esferas do rolamento e do mancal, a pré-carga induzida podia ser prognosticada.

Bossmanns e Tu (1999), em seus estudos realizaram uma caracterização térmica completa em um sistema de eixo-árvore “bult-in” a altas velocidades, quantificando fontes de calor, pontos com maior depósito de calor e os mecanismos de transferência de calor. A influência da pré-carga sobre o valor da rigidez do rolamento pode ser explícita através da fig. (8). Deve-se lembrar que em um certo ponto o crescimento passa a ser prejudicial aumentando o atrito dos elementos de rolagem e, conseqüentemente, sua temperatura.

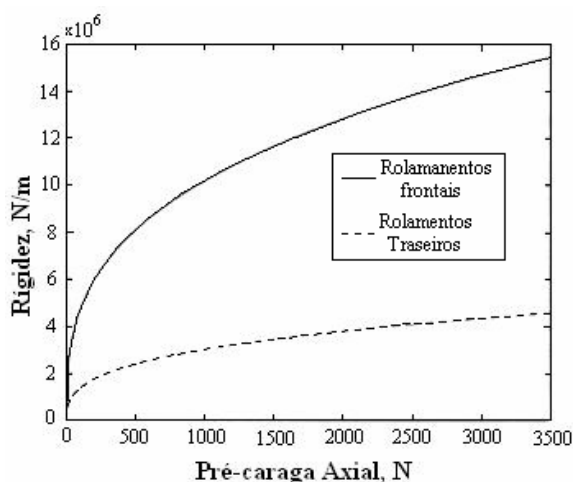


Figura 8. Rigidez radial do rolamento em função da pré-carga. (Al-Shareef e Brandon, 1990)

Alguns autores propuseram a utilização de diferentes tipos de materiais para os rolamentos ultraprecisos utilizados para máquinas a altas velocidades. O mais conhecido e utilizado dentre eles é sem dúvida aqueles compostos por materiais cerâmicos, pois estes possuem baixa condutibilidade térmica, não passando para os outros componentes do sistema as altas temperaturas as quais está exposto.

Choi e Lee (1997), estudaram a possibilidade da inserção de outro tipo de material, porém não apenas para a manufatura dos rolamentos, mas sim para todo o sistema de eixo-árvore, a fibra de carbono. Devido as suas ótimas características mecânicas, como alto módulo de elasticidade, resistência ao impacto e alto amortecimento, entre outras, ainda possui baixa expansão térmica. Desta maneira, seria atingidos valores ótimos para as respostas vibracionais do sistema, praticamente evitando a possibilidade de Chatter. Entretanto, vale lembrar que o custo de fabricação de um conjunto como este ficaria alto, já que o material tem seu valor mais elevado em relação ao aço e ainda o processo de laminação seria de extrema dificuldade, pois seus requisitos básicos, como, por exemplo, perfeita distribuição de massa deverão ser mantidos. Vê-se então, que ainda é inviável tal procedimento.

Suh, Chang e Lee (2001), estudaram os efeitos da laminação de uma cobertura de fibra de carbono sobre o eixo-árvore, analisando em seguida suas características dinâmicas. Neste, comprovou-se que o amortecimento do conjunto híbrido foi melhor em relação ao antigo sistema, isto é, eixo-árvore puramente de aço.

#### 4. REFERÊNCIAS

AL-SHAREEF, K. J. H.; BRANDON, J. A., 1990, “On the effects of variations in the design parameters on the dynamic performance of machine tool spindle-bearing systems”. International Journal of Machine Tools & Manufacture, v. 30, n. 3, p. 431-445.

- BOSSMANS, B.; TU, J. F., 1999, "Thermal model for high speed motorized spindles". International Journal of Machine Tools & Manufacture, v. 39, p. 1345-1366.
- CHARMICHAEL, G. D. T.; DAVIES, P. B. 1970, "Measurement of thermally induced preloads in bearings", Strain, v. 6, p. 162-165.
- CHOI, J. K.; LEE, D. G., 1997, "Manufacture of a carbon fibre-epoxy composite spindle-bearing system for a machine tool". Elsevier Science Ltda – Composite Structures, v. 37, p. 241-251.
- HARRIS, C. M.; CREDE, C. E., 1961, "Shock and Vibration Handbook", v. 1, Basic Theory and Measurements, Ed. McGraw-Hill. New York.
- MERIAM, J. L.; KRAIGE, L. G., 1999, "Dinâmica", 4ª Edição. Ed. JC.
- SCHÜTZER, K.; SOUZA, A. F.; STANIK, M., 2001, "A usinagem HSC na manufatura de moldes e matrizes". Revista Máquinas e Metais, p. 92-103.
- SKF Manuals. "Principles of bearing selection and application", Preload.
- SUH, J. D.; CHANG, S. H.; LEE, D. G.; CHOI, J. K.; PARK, B. S., 2001, "Damping characteristics of composite hybrid spindle covers for high speed machine tools". Journal of Materials Processing Technology, v. 113, p. 178-183.
- TANIO, F., 2001, "Cresce o interesse por máquinas HSM". Revista Meta-Mecânica, Edição out./nov., p. 8-14.
- Timken Manuals. Selection guide for Spindles, Spindle System Characteristics, p.19-24
- ZHOU, S.; SHI, J., 2001, "Active balancing and vibration control of rotating machinery: A Survey". The Shock and Vibration Digest, v. 33, n. 4, July, p. 361-371.

## 5. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste material.

### STUDY OF THE BEHAVIOR OF MAIN SPINDLE SUBMITTED TO HIGH-SPEEDS

**Eduardo Carlos Bianchi**

UNESP - São Paulo State University - Bauru, SP, Brazil. Department of Mechanical Engineering  
E-mail: bianchi@feb.unesp.br, Tel.: +55-14-3103 6119

**João Paulo Barbosa Inácio**

UNESP - São Paulo State University - Bauru, SP, Brazil. Department of Mechanical Engineering

**Rodrigo Eduardo Catai**

UNESP - São Paulo State University - Guaratinguetá, SP, Brazil. Graduate student (Doctoral Program) of Materials and Technology Department. rcatai@feb.unesp.br, Tel.: +55-14-3103 6119

**Paulo Roberto de Aguiar**

UNESP - São Paulo State University - Bauru, SP, Brazil. Department of Electric Engineering  
E-mail: aguiarpr@feb.unesp.br, Tel.: +55-14-3103 6115

**Abstract.** *High Speed Machine (HSM) is a promising technology for a drastic increase of the productivity and reduction of the production costs. The development of the main spindle system of the machines is critically strategic for the used of HSM, because in these levels of speeds, high temperatures are developed and with small excitements could happen low variations of the vibration in great scale. Therefore, the present work has as objective the presentation of a complete revision about the vibration movements for static and dynamic systems giving focus to the main spindle analyses, as well as, the introduction of thermal problems as, the pre-load induced termically in the bearing that can increase the temperature of the group, being this way one of the thermal sources of the system.*

**Key-words:** *Main spindle, HSM (High Speed Machine), HSC (High Speed Cutting), Vibration.*