

METODOLOGIA PARA BALANCEAMENTO DE ÁRVORES DE TORNOS DE ULTRAPRECISÃO

Marco Paulo Guimarães, Eng.

Carlos Alberto Martin, Prof. Dr.-Ing.

Laboratório de Mecânica de Precisão – LMP

Laboratório de Hardware – LHW

Departamento de Engenharia Mecânica

Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Universitário, B. Trindade, Florianópolis/SC, Brasil,

Caixa Postal 476 – EMC – 88.010-970

marco@lmp.ufsc.br

cam@grucon.ufsc.br

Rolf Bertrand Schroeter, Prof. Dr.-Ing.

Rodrigo Lima Stoeterau, Dr. Eng. Mec.

Rodrigo Pavão Moreira.

Laboratório de Mecânica de Precisão – LMP

Departamento de Engenharia Mecânica

Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Universitário, B. Trindade, Florianópolis/SC, Brasil,

Caixa Postal 476 – EMC – 88.010-970

wlw@emc.ufsc.br

jgdst@emc.ufsc.br

pavao@lmp.ufsc.br

Resumo. *Na usinagem de ultraprecisão, devido à utilização de mancais aerostáticos, pequenas amplitudes de vibração têm forte influência na qualidade da superfície usinada, o que não se apresenta de forma tão acentuada na usinagem convencional. Um dos fatores importantes de adição de vibrações nesta classe de usinagem é o desbalanceamento do conjunto “peça-árvore”. No procedimento de balanceamento, a distribuição de massas é verificada e, se necessário, corrigida, com a finalidade de garantir que as vibrações nos eixos e forças nos mancais permaneçam dentro de limites desejados. Idealmente procura-se obter uma coincidência entre o centro de gravidade do eixo e o seu centro de rotação. Tal situação é difícil de ser alcançada na prática, pois por melhor que seja a homogeneidade da matéria-prima, a qualidade de fabricação do eixo e a incerteza dos instrumentos de medição, um desbalanceamento residual sempre estará presente em um rotor. Diante do exposto, foi desenvolvida uma metodologia visando a sistematização do processo de balanceamento de árvores de máquinas para a usinagem de ultraprecisão com ferramentas de geometria definida. Para a realização de tal procedimento são utilizados acelerômetros aliados a um sistema de aquisição de dados baseado em microcomputador. Apesar da árvore da máquina ser pré-balanceada de fábrica, ao fixar uma nova peça para usinagem deve-se verificar o balanceamento do conjunto, já que mesmo pequenas vibrações podem influenciar a qualidade das superfícies na usinagem de ultraprecisão.*

Palavras-chave: *usinagem de ultraprecisão, balanceamento, vibrações, árvores aerostáticas, máquinas-ferramenta.*

1. INTRODUÇÃO

A engenharia de precisão é composta de diversas áreas de estudo, entre elas a fabricação de ultraprecisão e o desenvolvimento das máquinas-ferramenta e equipamentos associados.

Na usinagem de ultraprecisão pequenos níveis de vibração, como os introduzidos pelo meio ambiente e pelo processo, têm influência direta na qualidade da superfície usinada. Estes pequenos níveis de vibração, que na usinagem convencional não são significativos, exercem grande influência na qualidade da superfície usinada em ultraprecisão. Um fator de adição de vibrações no processo está associado ao desbalanceamento do conjunto peça-árvore (em alguns casos peça-árvore-acionamento). Esta fonte de vibração pode ter sua influência minimizada através da execução de um procedimento de balanceamento do conjunto.

Este trabalho tem como objetivo trazer o desenvolvimento de um estudo teórico-experimental que permitirá estabelecer uma metodologia voltada à sistematização do processo de balanceamento de árvores de máquinas para usinagem de ultraprecisão com ferramenta de geometria definida. Através do estudo do processo de fabricação, de vibrações, da aquisição e análise de sinais e de projeto mecânico, pretende-se obter melhorias no processo de usinagem através da minimização das vibrações devido ao desbalanceamento das árvores.

2. REVISÃO TEÓRICA

As características de balanceamento da árvore têm uma forte influência na qualidade das peças obtidas, principalmente quando se trabalha no campo submicrométrico. Segundo Van Schothorst *apud* Holterman⁽¹⁾, as vibrações podem facilmente aparecer como o maior fator limitante da precisão tangível em uma máquina-ferramenta de ultraprecisão.

Além disto, de acordo com Holterman⁽¹⁾, as estratégias para otimizar a confiabilidade de uma máquina de ultraprecisão estão inseridas dentro do campo chamado “Controle de Movimento e de Vibrações”. O foco principal do controle de movimento consiste em realizar uma movimentação desejada. Já o controle de vibrações está relacionado ao controle de deslocamentos não desejados. Portanto, o desenvolvimento de uma metodologia para balanceamento da árvore pode acrescentar melhorias significativas na qualidade das peças usinadas em máquinas de ultraprecisão.

No desenvolvimento de máquinas-ferramenta para usinagem de ultraprecisão, o desempenho da árvore define em grande parte o sucesso na obtenção de boa qualidade de forma, dimensional e da superfície usinada. Nesse tipo de usinagem a vibração e o batimento da árvore são fontes de erro no processo, e estes são função de fatores como: a maneira como a árvore está montada na estrutura, características dos acionamentos, mancais, peça e processo.

Apesar de ser pré-balanceada de fábrica, a árvore deve ser balanceada toda vez que uma nova peça for fixada para usinagem. No procedimento de balanceamento, a distribuição de massas é verificada e, se necessário, corrigida, com a finalidade de garantir que as vibrações nos eixos e forças nos mancais permaneçam dentro de limites desejados. Idealmente, pode-se dizer que um rotor está completamente balanceado quando o centro de gravidade do eixo coincide com seu centro de rotação. Tal situação é difícil de ser alcançada na prática pois, por maior que seja a homogeneidade da matéria-prima, a qualidade de fabricação do eixo e a resolução dos instrumentos de medição, um desbalanceamento residual sempre estará presente em um rotor. Ou seja, os elementos rotativos das máquinas, como rotores e eixos, estarão sempre sujeitos a forças transversais devido a desbalanceamentos residuais que não podem ser suprimidos, dada a limitação na capacidade de medição dos métodos e devido à incerteza dos equipamentos utilizados. Assim, quando o elemento gira, forças centrífugas perpendiculares ao eixo se manifestam. Essas forças centrífugas têm amplitude diretamente proporcional ao quadrado da frequência rotacional da excitação do sistema girante, conforme mostra a Equação 1 e a Figura 1:

$$F_e = m_o \cdot r_o \cdot \omega_o^2 \quad (1)$$

Considerando m_o uma massa puntual situada a uma distância r_o do centro geométrico da árvore, o produto $m_o \cdot r_o$ é chamado de quantidade de desbalanceamento. Portanto, a força centrífuga descrita pela Equação 1 gera uma vibração harmônica cuja amplitude varia com a frequência rotacional da árvore e com a quantidade de desbalanceamento, sendo que a Figura 1 mostra o modelo deste sistema. Heidrich⁽²⁾ traz o assunto detalhadamente.

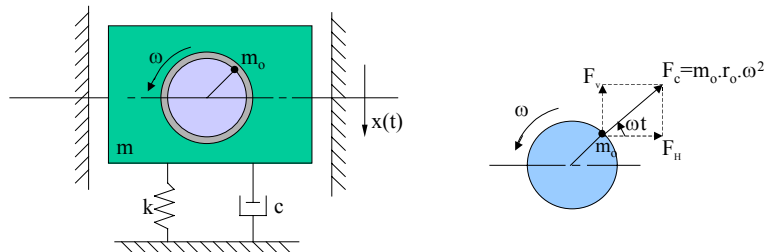


Figura 1. Modelo de sistema excitado por massa desbalanceada

Tal como a amplitude, a frequência da vibração harmônica gerada pela força centrífuga descrita pela Equação 1 também varia com a frequência rotacional da árvore, sendo que ela é igual à frequência rotacional do elemento girante em revoluções por segundo (ou seja, rpm/60).

Pode-se realizar a análise dos sinais oriundos de transdutores para monitoramento de vibrações no domínio do tempo ou da frequência. No domínio do tempo foi utilizada a forma pico-a-pico e no domínio da frequência os sinais foram analisados na forma de Espectro de Frequência a partir da *Fast Fourier Transform* (Transformada Rápida de Fourier, ou FFT). A análise utilizando a transformada de Fourier é uma poderosa ferramenta na determinação das componentes de frequência da vibração na máquina, bem como na determinação das amplitudes associadas às mesmas.

Conforme descrito por Harris⁽³⁾, como a DFT (Transformada Discreta de Fourier) considera essencialmente seqüências periódicas, o último ponto de uma seqüência deve ser igual ao primeiro ponto da seqüência seguinte. Quando isto não ocorre, ou seja, quando há uma quebra na simetria do sinal, este efeito causa uma confusão no método matemático, condição que se apresenta na forma de erro na medição.

Randall⁽⁴⁾ afirma que quando a seqüência de dados não corresponde a um número inteiro de períodos em todas as frequências do sinal, a repetição periódica da série causa uma distorção (conhecida por *leakage*) na saída, no domínio da frequência. Este efeito pode ser contornado, aplicando-se uma ou mais janelas ao sinal (que matematicamente corresponde à convolução do sinal original com uma função matemática), para forçá-lo a anular-se, e conseqüentemente evitar a descontinuidade.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Para a realização dos experimentos foi utilizado um torno de ultraprecisão melhor descrito por Guimarães⁽⁵⁾ e um sistema de monitoramento de vibrações desenvolvido para esta finalidade, composto pelos seguintes equipamentos:

- Transdutores:
 - Acelerômetro 1:
 - Fabricação PCB Piezotronics Inc.;
 - Tipo ICP®;
 - Sensibilidade: 104,7 mV/g.

- Acelerômetro 2:
 - Fabricação PCB Piezotronics Inc.;
 - Tipo ICP®;
 - Sensibilidade: 10,09 mV/g.
- Sistema de aquisição de dados:
 - Microcomputador;
 - Placa de aquisição de fabricação da National Instruments ⁽⁶⁾, modelo PCI 6013
- Dois condicionadores de sinal para acelerômetros:
 - Fabricação PCB Piezotronics Inc.;
 - Ganho ajustável em 1, 10 ou 100 vezes.
- Software: Labview versão 6.1;
 - Programa foi feito em Labview com a finalidade de medir amplitude das vibrações.

A programação em Labview tem tido boa aceitação em ambientes de automação e medição. Sua característica mais marcante é a de ser realizada graficamente, sem utilização de linhas de comando. As Figuras 2, 3 e 4, apresentadas abaixo, mostram em diagramas de blocos o programa desenvolvido para análise de vibrações, sendo que as linhas representam o fluxo de dados dentro do programa (da esquerda para a direita).

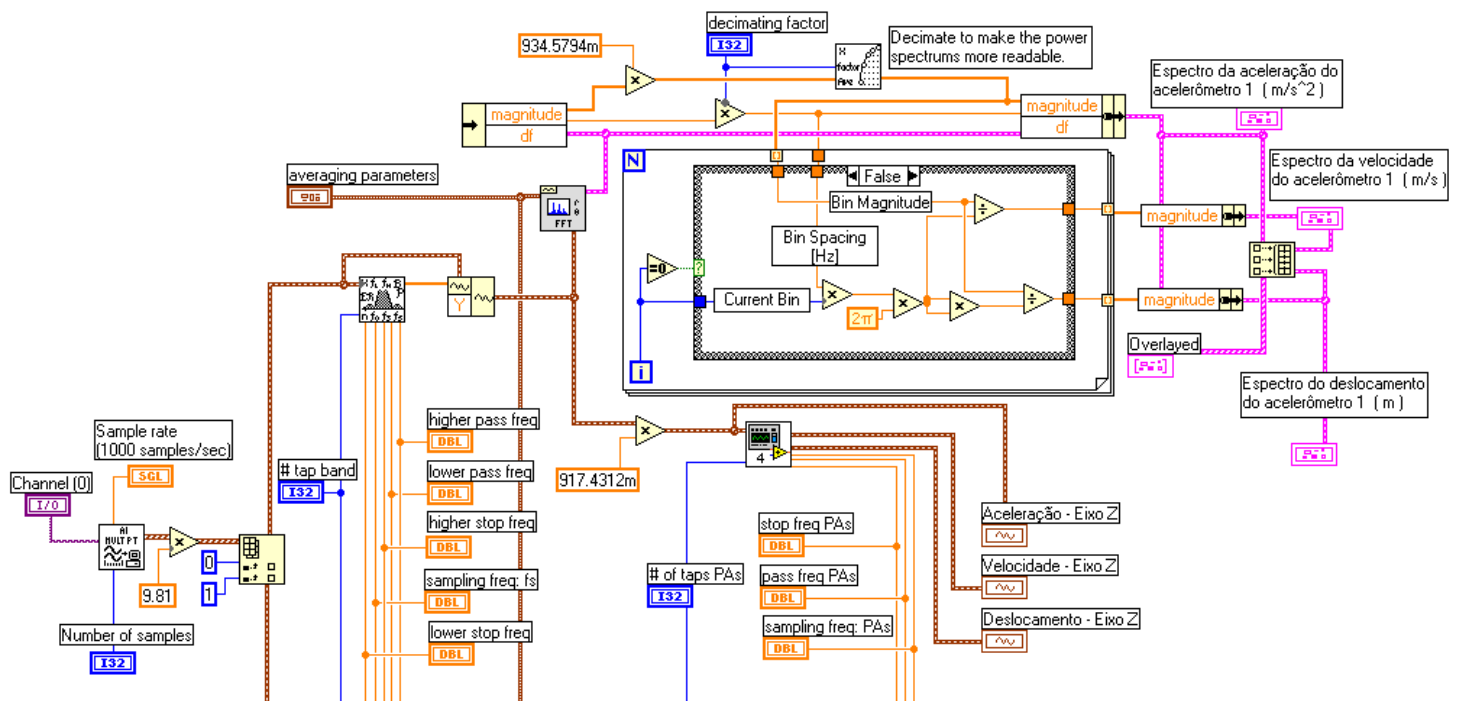


Figura 2. Programa principal para aquisição de vibrações

Pode-se observar na figura acima a parte do programa principal referente aos dados obtidos do acelerômetro 1, sendo idêntico o programa para o tratamento dos dados do segundo acelerômetro. Verifica-se no programa principal que há um filtro passa-faixa digital no início do tratamento dos dados. Este filtro tem a finalidade de minimizar o efeito das componentes de frequência que não estão dentro da faixa de frequência de interesse para este estudo (rpm/60). Os filtros selecionados foram os FIR Equi-Ripple, devido à sua fase linear, conforme citado por Noceti Filho ⁽⁷⁾.

Os sinais obtidos dos transdutores representam as acelerações presentes no conjunto. Para a obtenção dos valores de velocidade e deslocamento a partir desse sinal foram utilizados dois diferentes

métodos de integração. Sobre o sinal no domínio do tempo utilizaram-se blocos de integração numérica do Labview (que utiliza um somatório para um intervalo definido). Sobre o sinal no domínio da frequência, a velocidade e o deslocamento foram extraídos a partir da divisão da amplitude da componente pela frequência associada a esta.

Para a integração do sinal no domínio do tempo verificou-se a necessidade de antepor um filtro passa-altas a cada bloco integrador, devido a um pequeno *offset* DC previsto nas características dos amplificadores de carga, o que também é recomendado por National Instruments⁽⁶⁾. A Figura 3 mostra esta parte do diagrama de blocos do programa, em forma de sub-programa (conhecido por *Sub-Vi*):

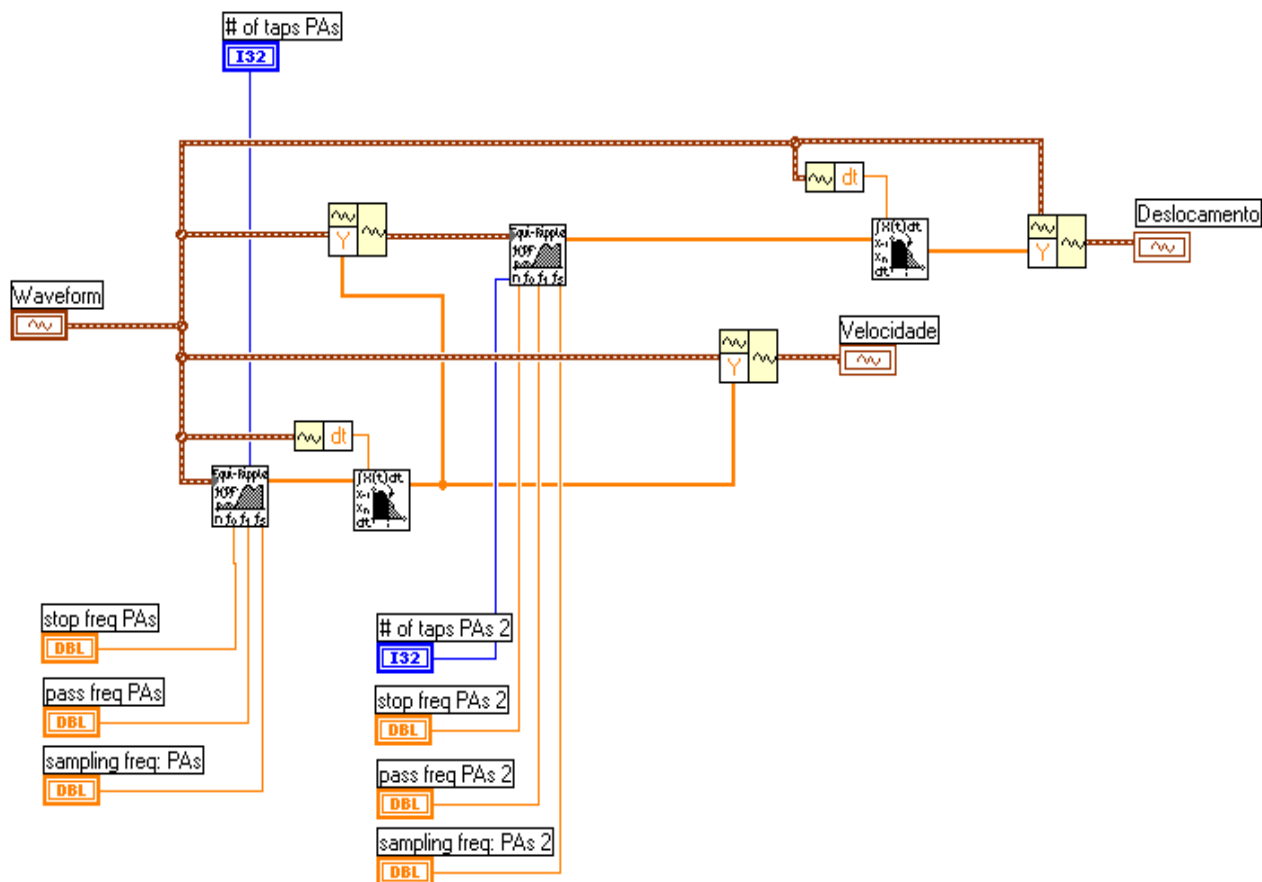


Figura 3. *Sub-Vi* com integradores numéricos

No segundo método utilizado para extrair a velocidade e o deslocamento fez-se uso da relação entre a aceleração, velocidade e deslocamento, que está definida pelas Equações 2 e 3, segundo Serridge e Licht⁽⁸⁾:

$$V = \frac{A}{\omega} \tag{2}$$

$$D = \frac{A}{\omega^2} \tag{3}$$

onde D é deslocamento, V é a velocidade, A é a aceleração e ω é a frequência angular.

Assim, para converter um espectro de aceleração (em m/s²) em espectro de velocidade (em m/s) basta percorrer a faixa de frequências dividindo a amplitude da aceleração pela frequência angular associada (em rad/s), repetindo o processo a cada intervalo de resolução espectral. Para obter o

deslocamento (em m) o processo é semelhante, divide-se a amplitude da velocidade (em m/s) pela frequência angular associada (em rad/s). A Figura 4 mostra a parte do programa que realiza estes cálculos.

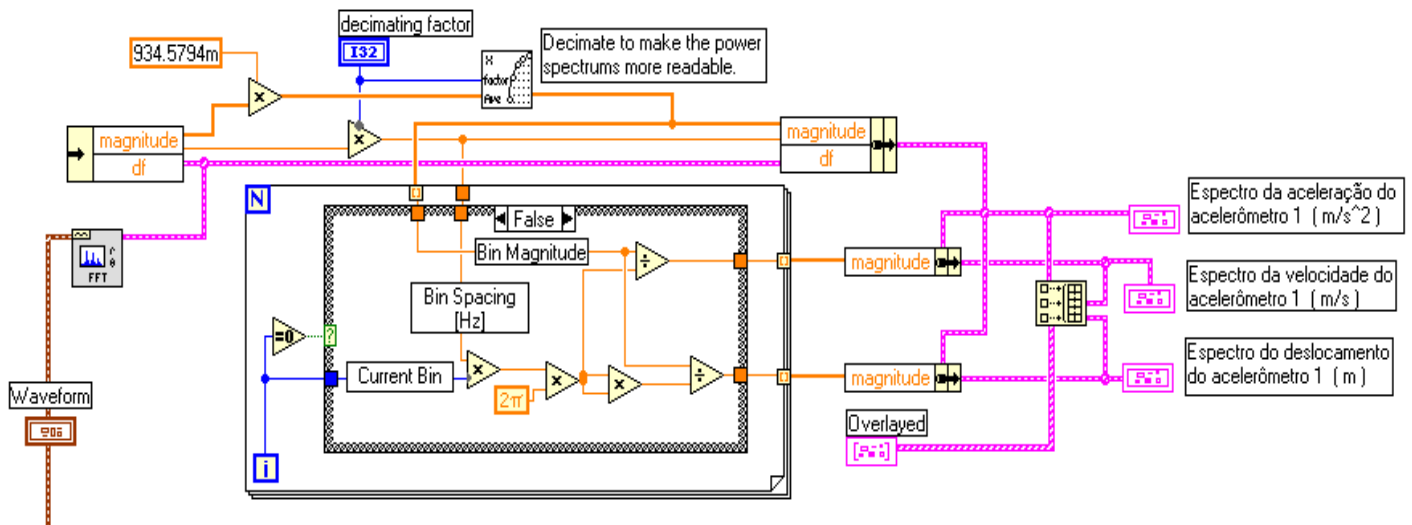


Figura 4. Diagrama de blocos de parte do programa que converte aceleração em velocidade e deslocamento a partir do espectro

Estando montado e testado o analisador de vibrações, a metodologia pode ser utilizada para a realização do balanceamento, e está descrita a seguir:

1 - O primeiro passo do procedimento consiste em ajustar o filtro passa-faixa, permitindo a passagem do sinal de interesse ($\text{rpm}/60$) e filtrando as demais componentes de frequência.

2 - Determinar o ponto mais leve do conjunto peça-rotor, ou seja, o ponto superior da estrutura quando a mesma se encontra estática, já que, por ter atrito muito pequeno, o ponto mais pesado irá sempre pender para baixo. Com este procedimento determina-se o ponto mais leve do conjunto, onde deve-se adicionar a massa de correção.

3 - Em seguida, o rotor é acionado a uma frequência rotacional alta (próxima à máxima, para maximizar o efeito do desbalanceamento) e, no programa desenvolvido para Labview®, verifica-se a amplitude de vibração ocasionada pelo desbalanceamento em sua forma inicial (que tem sua componente frequencial principal igual a $\text{rpm}/60$).

4 - O próximo passo consiste em adicionar pequenas massas ao ponto mais leve do conjunto peça-rotor, verificando a amplitude de vibração na frequência devido ao desbalanceamento ($\text{rpm}/60$), para cada acréscimo realizado. A vibração irá diminuir com o acréscimo de massa até uma situação onde a vibração é mínima, sendo que a partir daí verifica-se um aumento da vibração com o acréscimo de mais massa. No ponto de vibração mínima tem-se o melhor balanceamento possível do conjunto peça-rotor com os equipamentos que estão sendo utilizados.

Ao usar peças, quando a profundidade de corte atingida já for suficiente para a ferramenta retirar material de toda a superfície da peça, é preciso repetir o procedimento de balanceamento descrito acima. Isto é necessário pois, como não é possível fixar a peça totalmente perpendicular à ferramenta, no início da usinagem o material é retirado de um lado da peça somente desbalanceando o conjunto, conforme ilustrado na Figura 5.



Figura 5. Peça parcialmente usinada

Após a retirada desigual de material, o desbalanceamento poderá se manifestar novamente, tornando-se necessário utilizar a metodologia para balanceamento reiteradamente, já que na usinagem de ultraprecisão pequenas massas de desbalanceamento podem influenciar significativamente qualidade das peças usinadas.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As figuras 6 e 7 abaixo apresentam o efeito da vibração causada pela presença de uma massa de desbalanceamento no sistema rotor da árvore. Este experimento foi realizado com o acionamento da árvore desligado, porém em movimento rotativo, porque o acionamento também pode inserir vibração na máquina. A Figura 6 mostra a vibração induzida pelo desbalanceamento, com 250 mg de massa de desbalanceamento adicionada ao conjunto rotor-peça (em 116,7 Hz). Já a Figura 7 mostra quando não há mais o indesejado efeito causado pelo desbalanceamento, sendo este o melhor resultado conseguido com a metodologia proposta e os equipamentos utilizados.

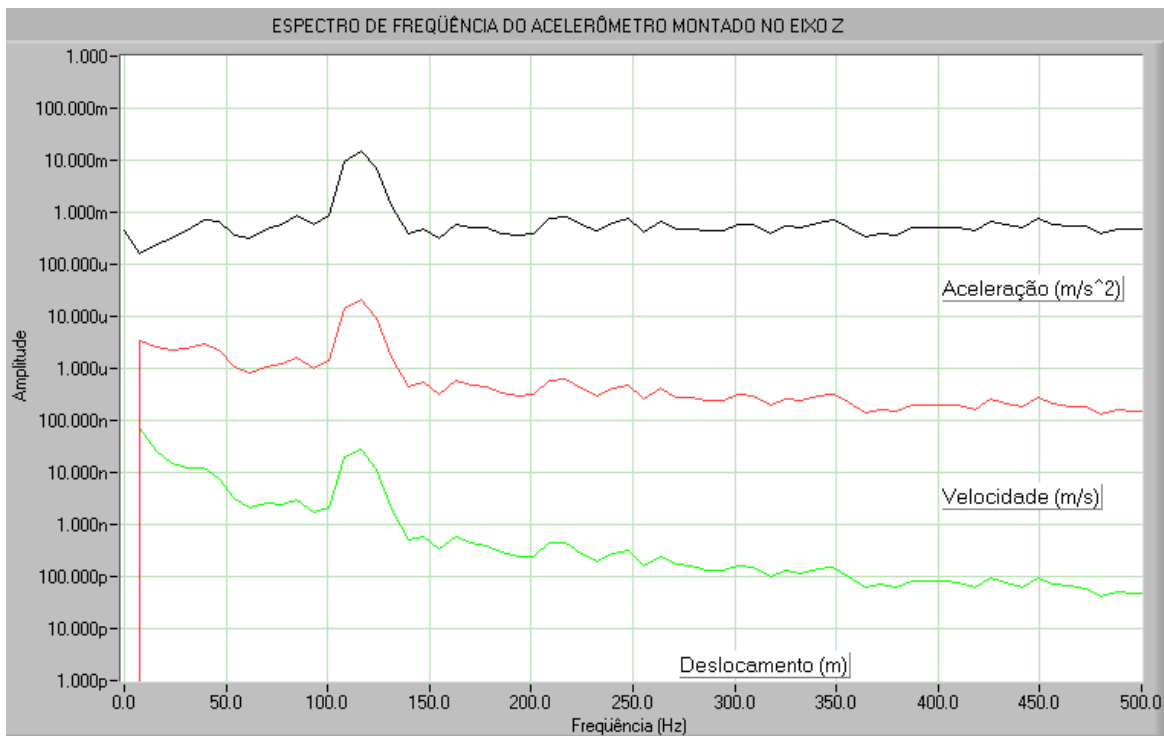


Figura 6. Vibração induzida no estator após adição de 250 mg de massa de desbalanceamento na árvore (a 7000 rpm)

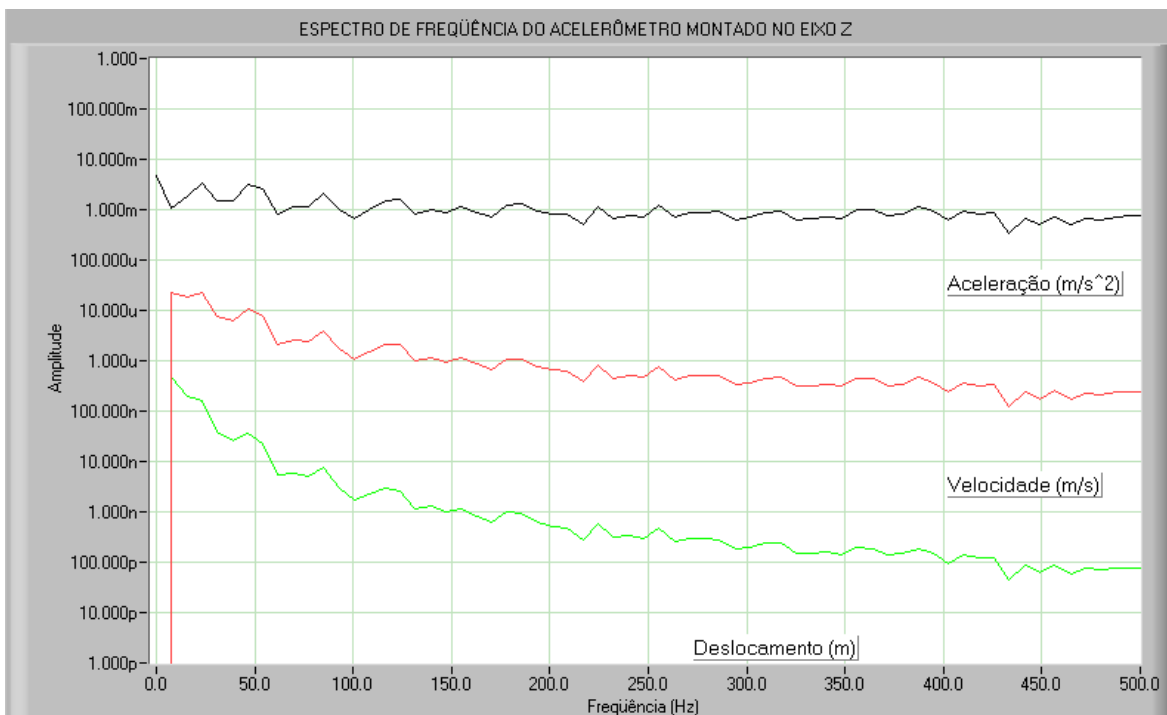
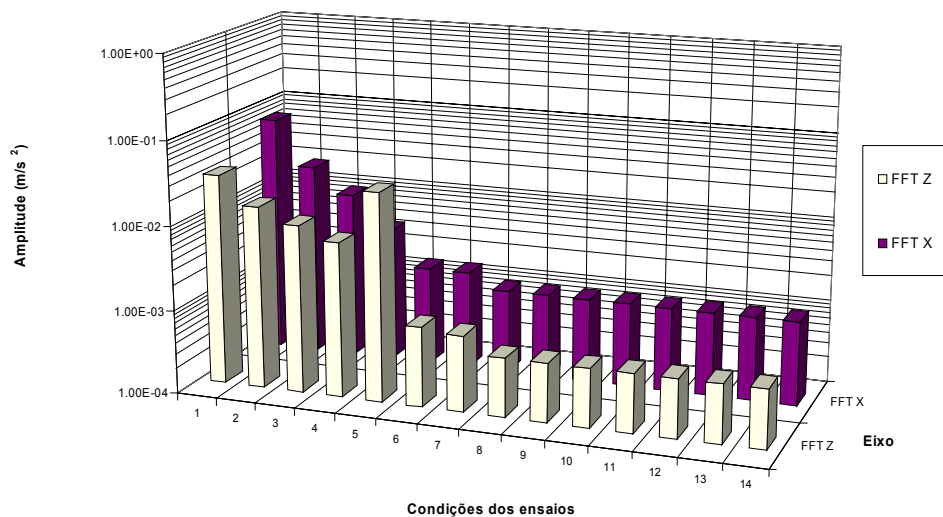


Figura 7. Vibração induzida no estator após processo de balanceamento da árvore (a 7000 rpm)

Na Figura 8 pode-se verificar os dados obtidos com a realização dos experimentos, para diferentes frequências rotacionais. Através do gráfico nota-se a influência do balanceamento no nível de vibração presente na árvore (confrontando as condições 1 a 7 com as condições 8 a 14).



Condição	Detalhes
1	3 bar, árvore desligada, 8000 RPM, com 250 mg de desbalanceamento
2	3 bar, árvore desligada, 7000 RPM, com 250 mg de desbalanceamento
3	3 bar, árvore desligada, 6000 RPM, com 250 mg de desbalanceamento
4	3 bar, árvore desligada, 5000 RPM, com 250 mg de desbalanceamento
5	3 bar, árvore desligada, 4000 RPM, com 250 mg de desbalanceamento
6	3 bar, árvore desligada, 3000 RPM, com 250 mg de desbalanceamento
7	3 bar, árvore desligada, 2200 RPM, com 250 mg de desbalanceamento
8	3 bar, árvore desligada, 8000 RPM, balanceado
9	3 bar, árvore desligada, 7000 RPM, balanceado
10	3 bar, árvore desligada, 6000 RPM, balanceado
11	3 bar, árvore desligada, 5000 RPM, balanceado
12	3 bar, árvore desligada, 4000 RPM, balanceado
13	3 bar, árvore desligada, 3000 RPM, balanceado
14	3 bar, árvore desligada, 2200 RPM, balanceado

Figura 8. Amplitude da vibração provocada pelo desbalanceamento do rotor da árvore

Observando os resultados obtidos pode-se perceber o efeito de aumento nos níveis de vibração provocado por uma árvore desbalanceada. Este efeito se torna ainda mais prejudicial quando se trabalha em velocidades elevadas. Levando-se em conta ainda o amortecimento inerente ao filme de ar interno do mancal aeroestático, verifica-se que, como a medição é feita no estator, as vibrações no rotor são ainda maiores que os valores medidos.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se o desenvolvimento de uma metodologia rápida e facilmente aplicável para balanceamento em árvores aerostáticas, minimizando os problemas ocasionados por desbalanceamentos em elementos girantes de máquinas que dispõem de mancais “livres de atrito”. Através do uso desta metodologia pode-se realizar o balanceamento de árvores aerostáticas sem a utilização de algoritmos e aparelhos dedicados a esta atividade (balanceadores dinâmicos). Assim, o grande diferencial deste método é a utilização de placas de aquisição multifunção aliadas a transdutores de aceleração, velocidade e deslocamento. Estes transdutores podem ser piezelétricos, indutivos ou capacitivos, ou ainda qualquer outro que meça aceleração, velocidade ou deslocamento na faixa de interesse (alguns nanômetros).

Como resultado da aplicação do método neste caso particular, pode-se afirmar que o balanceamento é extremamente importante, mesmo para pequenas massas de correção. O deslocamento devido ao desbalanceamento provocado por 250 mg, medido no estator da árvore, se manifesta na ordem de 50 a 60 nm, o que é muito significativo se consideradas as condições exigidas na usinagem de ultraprecisão.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a participação de todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste projeto, incluindo a Capes e o CNPq pela concessão de bolsas de estudo.

REFERÊNCIAS

1. HOLTERMAN, J. **Vibration Control of High-Precision Machines with Active Structural Elements**. 2002. Ph.D. Thesis (Doutorado em Engenharia) – University of Twente, Delden, Noruega. 284 p.
2. HEIDRICH, R. M. **Controle de vibrações**. 1. ed. Florianópolis: publicação interna, 1999. 128 p.
3. HARRIS, F. J. **On the use of windows for harmonic analysis with the Discrete Fourier Transform**. Proceedings of the IEEE, v. 26, n. 1, p. 51-83, 1978.
4. RANDALL, R.B. State of the Art in Monitoring Rotating Machinery – Part 1. **Sound and Vibration Magazine**, p. 14-20, mar. 2004.
5. GUIMARÃES, M.P. **Aplicação de técnicas de diagnóstico de movimento e vibrações em um torno de ultraprecisão**. 2004. 177f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
6. NATIONAL INSTRUMENTS.. **Signal processing extracts acceleration, velocity and displacement**. Disponível em: <<http://zone.ni.com/devzone/conceptd.nsf/webmain/9034002FC17FECE586256CDB007457B6?opendocument>>. Acesso em: 20 dez. 2002.
7. NOCETI FILHO, S. **Filtros seletores de sinais**. Florianópolis: Ed. da UFSC, 1999.

8. SERRIDGE, M., LICHT, T.R. **Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers: Theory and Application Handbook**. Dinamarca: Brüel & Kjaer, Nov. 1987.

BALANCING METHODOLOGY FOR ULTRAPRECISION LATHES' SPINDLES

Marco Paulo Guimarães.

Carlos Alberto Martin, Prof. Dr.-Ing.

Precision Mechanics Laboratory – LMP

Hardware Laboratory – LHW

Mechanical Engineering Department

Federal University of Santa Catarina, Campus Universitário, B. Trindade, Florianópolis/SC, Brasil,

P.O. Box 476 – EMC – Zip code 88.010-970

marco@lmp.ufsc.br

cam@grucon.ufsc.br

Rolf Bertrand Schroeter, Prof. Dr.-Ing.

Rodrigo Lima Stoeterau, Dr. Eng. Mec.

Rodrigo Pavão Moreira.

Precision Mechanics Laboratory – LMP

Mechanical Engineering Department

Federal University of Santa Catarina, Campus Universitário, B. Trindade, Florianópolis/SC, Brasil,

P.O. Box 476 – EMC – Zip code 88.010-970

wlw@emc.ufsc.br

jgdst@emc.ufsc.br

pavao@lmp.ufsc.br

***Abstract:** In ultraprecision machining, due to the utilization of aerostatic spindles, small vibration amplitudes have strong influence on the quality of the machined surfaces, which is less significant in conventional machining. One important factor that adds vibrations in this class of machining is the unbalancing of the spindle and piece group. In the balancing procedure, the distribution of masses is verified and corrected, when necessary, with the purpose of assuring that the vibrations and forces in the axes remain below desired limits. Ideally it is desired that the gravity center of the axe coincides with its center of rotation. Such condition is practically difficult to be achieved. Even if the homogeneity of the raw material, the quality of the manufactured axe and the uncertainty of the measurement instruments are excellent, an amount of residual unbalancing will always remain in a rotor. Considering these aspects, it was developed a methodology for balancing ultra precision machine spindles used for machining with defined geometry tools. For the accomplishment of such procedure, accelerometers connected to a computer based data acquisition system are used. Despite the fact that the machine spindle was balanced at the manufacturers' plant, the balancing must be verified when a new piece is fixed for machining, since even small vibrations can affect the quality of the surfaces in ultraprecision machining.*

***Keywords:** ultraprecision machining, balancing, vibrations, aerostatic spindles, machine tools.*