

USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO REALIZADA COM UM PORTA-FERRAMENTA ACIONADO POR ATUADOR PIEZELÉTRICO

Carlos Umberto Burato*
cburato@sc.usp.br

Jaime Gilberto Duduch*
jgduduch@sc.usp.br

Sherfis Gibran Ruwer*
sgruwer@sc.usp.br

Arthur José Vieira Porto*
ajvporto@sc.usp.br

*Av. Trabalhador São-Carlense, 400 – 13566-590 – São Carlos – SP

Resumo. *Este trabalho trata do desenvolvimento de um porta-ferramenta acionado por atuador piezométrico a ser empregado na usinagem de ultraprecisão. Objetiva o avanço e recuo rápido da ferramenta de corte, para que seja possível realizar alguns estudos sobre as superfícies usinadas de peças sem que estas sejam alteradas pela ferramenta após o corte. Mostra que este desenvolvimento se baseia na teoria de montagem cinemática, mancal de flexão e respeita os princípios de projeto aplicados na engenharia de precisão. Relata que o deslocamento axial linear é realizado pelo atuador piezométrico fixado a um dispositivo que desloca o porta-ferramenta que é acoplado a dois anéis de flexão. Implementa uma modelagem matemática para estudo cinemático e dinâmico do deslocamento $f(t)$, com análise de massa (m), constante de rigidez dos anéis de flexão (K_s) e deformação inicial (X_0). Antes da construção é feita uma análise de elementos finitos para verificação das tensões e deformações máximas permitidas. Conclui com a fabricação do porta-ferramenta e a análise de avanço e recuo durante a usinagem de ultraprecisão.*

Palavras chaves: *usinagem de ultraprecisão, porta-ferramenta, atuador piezométrico.*

1. INTRODUÇÃO

Com a evolução tecnológica de certos componentes de engenharia empregados em diversas áreas que exigem qualidade superficial nanométrica e precisão dimensional, faz-se necessário o estudo de ferramentas e teorias que permitam satisfazer essas crescentes necessidades⁽¹⁾. A engenharia de precisão é o foco desse estudo, pois fornece a base para os projetos de máquinas-ferramenta e instrumentos da classe de ultraprecisão, bem como de seus sub-sistemas que permitem aumentar cada vez mais a exatidão e rapidez de respostas a certas solicitações, como de posicionamento ferramenta/peça. Portanto, a engenharia de precisão fornece os princípios e metodologias necessárias sobre o funcionamento de máquinas-ferramenta de ultraprecisão e de processos de fabricação necessários para atender a essas exigências de produtos de alta tecnologia⁽²⁾.

McKEOWN⁽³⁾ define a engenharia de precisão como um conjunto multidisciplinar de conhecimentos e técnicas, nos âmbitos científicos e de engenharia, fortemente embasado na

metrologia dimensional, através do qual tem sido possível o desenvolvimento de uma gama ampla de produtos de tecnologia avançada.

As máquinas-ferramenta têm sido fabricadas através de projetos que têm uma concepção chamada de sistema mecânico convencional⁽⁴⁾. Em contraste com essa concepção, o atendimento das necessidades de precisão obtém-se através do projeto de controle, incluindo sensores, atuadores e estratégias mais complexas de como realizá-lo, pois, para o processamento de sinais em tempo real, deve-se ter um sistema de controle que processa e realiza os cálculos com alta rapidez.

Como estratégia de projeto, uma máquina-ferramenta deve ser projetada com a característica de permitir a introdução de dispositivos especiais que possam operar e interagir em contato direto com a peça que está sendo fabricada, bem como elementos de ajuste que permitam realizar as correções necessárias, por exemplo, de tolerâncias dimensionais, durante a fabricação de um determinado produto⁽⁵⁾.

2. REVISÃO TEÓRICA

O porta-ferramenta acionado por atuador piezelétrico foi projetado com base nas teorias dos princípios de projeto aplicados na engenharia de precisão, montagem cinemática e mancais de flexão.

2.1. Princípios de projeto aplicados na engenharia de precisão

Algumas definições empregadas dentro do contexto de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão são de fundamental importância. Segundo SLOCUM⁽⁶⁾, são:

Exatidão: É o erro máximo de translação ou rotação entre quaisquer dois pontos do volume que está sendo usinado.

Repetibilidade: É o erro entre um número de sucessivas tentativas de movimentar a máquina para a mesma posição.

Resolução: É o maior movimento da menor distância (passo) programável ou a menor distância (passo) mecânica que a máquina pode fazer durante o movimento ponto-a-ponto.

Através da identificação e do estudo das diversas restrições e problemas técnicos associados ao correto desempenho de um sistema para a área de engenharia de precisão, diversos princípios e axiomas têm sido propostos, conforme mostra a Figura 1.

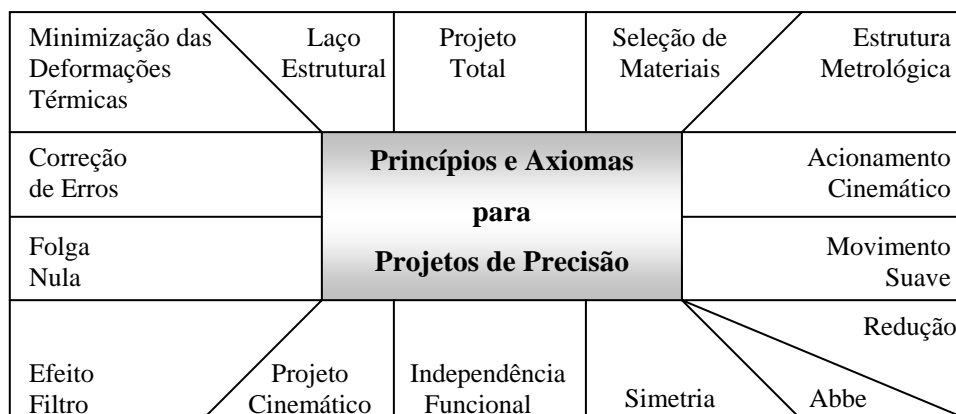


Figura 1. Princípios e Axiomas para Projetos de Precisão

Entre os autores de maior relevância que definem detalhadamente cada princípio, relacionado na Figura 1, pode-se destacar McKEOWM⁽³⁾, SLOCUM⁽⁶⁾, SMITH⁽⁷⁾, EVBUOMAWAN⁽⁸⁾, CAMPOS RUBIO⁽⁹⁾.

2.2. Montagem cinemática

Ao projetar um sistema que possui movimento entre suas peças, deve-se eliminar as restrições redundantes, ou seja, duas restrições para o mesmo movimento. Os dois casos mais comuns são linhas e planos de contato entre peças. Uma linha de apoio reta possui vários pontos de contato, o que não é desejável porque esta linha não será perfeitamente reta. Portanto, pode-se projetar esse apoio sobre dois pontos apenas, os quais são suficientes para designar uma linha perfeitamente reta. No caso de se ter um apoio entre dois planos, a solução é análoga ao problema anterior. Para definir um plano são necessários e suficientes apenas três pontos. Dessa maneira, sabendo que as duas superfícies de contato não são perfeitamente planas, projeta-se o apoio entre as peças sobre três pontos, tendo assim um projeto preciso. Conclui-se que para obter um projeto cinemático, devem-se substituir as linhas e superfícies de restrições excessivas por pontos de restrições suficientes.

Esses princípios podem ser utilizados não apenas em sistemas com movimentos, mas também em montagens estáticas. Um exemplo disso é a fixação de ferramentas de corte. Para fixá-las sobre uma superfície, e obter boa precisão de posicionamento, a superfície de apoio precisaria ser muito bem acabada, resultando em alto custo de fabricação. Conforme o princípio de montagens cinemáticas, deve-se apoiar a ferramenta em apenas três pontos, podendo-se utilizar três parafusos, definindo perfeitamente um plano e garantindo melhor precisão da máquina⁽¹⁰⁾.

2.3. Mancal de flexão

Em muitas aplicações deseja-se obter um deslocamento preciso de um elemento em uma máquina dentro de certo limite. O modo mais comum e eficaz de conseguir esse efeito é usando o princípio de tensão e deformação em materiais. Aplicando uma força em um material, do qual seja conhecida a sua rigidez, resulta uma deformação desse material que pode ser calculada.

Há várias formas de aplicação desta teoria de deformações. O modo mais simples é a deformação linear resultante da aplicação de uma força no mesmo eixo da deformação, Figura 2. Também pode ser usada uma barra com uma extremidade fixa (sem rotação) e sobre a outra extremidade aplica-se uma força que flexionará a barra através do momento da força aplicada. Mas nesse método ocorre junto com o deslocamento da extremidade, uma rotação do seu eixo, Figura 3.

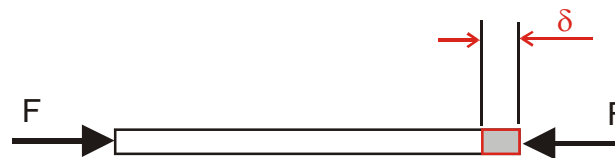


Figura 2. Deformação axial

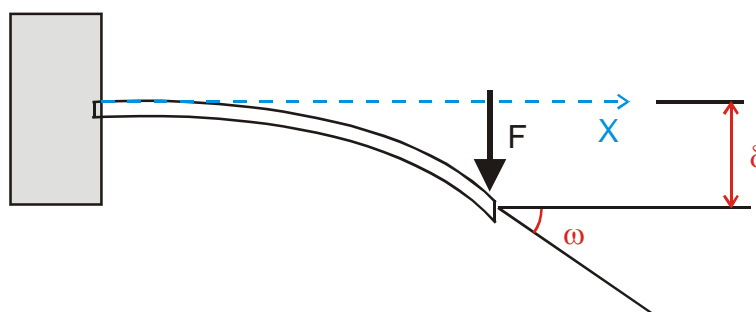


Figura 3. Flexão

Para não ocorrer deformação angular pode-se montar um sistema que a torne nula. Uma maneira é utilizar duas barras fixas em suas extremidades e aplicar a força conforme mostra a Figura 4. Mas, esse sistema provoca além da deformação (δ) um deslocamento (h) entre a posição inicial e final da placa de aplicação da força.

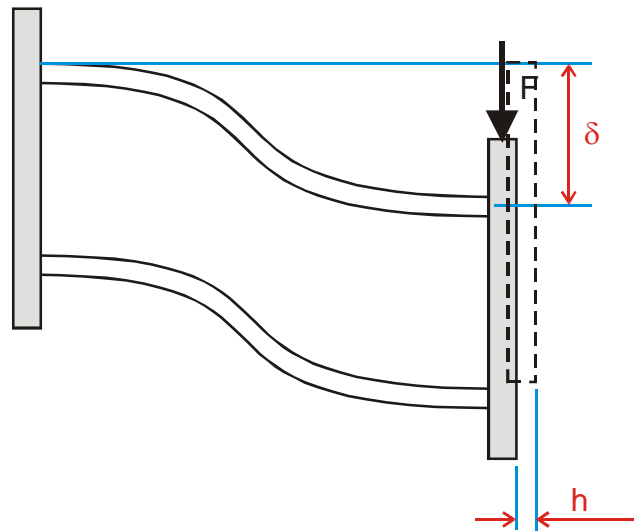


Figura 4. Flexão sem rotação

Há muitas vantagens ao empregar esses métodos para guia de posicionamento de elementos em máquinas de precisão. Os únicos distúrbios no material são a variação da temperatura, que pode ser reduzida com a utilização de materiais com coeficiente de dilatação térmica pequeno, e a corrosão. Com o conhecimento das propriedades do material pode-se estabelecer a deformação gerada em função da força aplicada, dessa maneira consegue-se um controle bastante apurado do posicionamento de peças.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

A Figura 5 mostra uma montagem em corte do porta-ferramenta (PF) acionado por atuador piezelétrico.

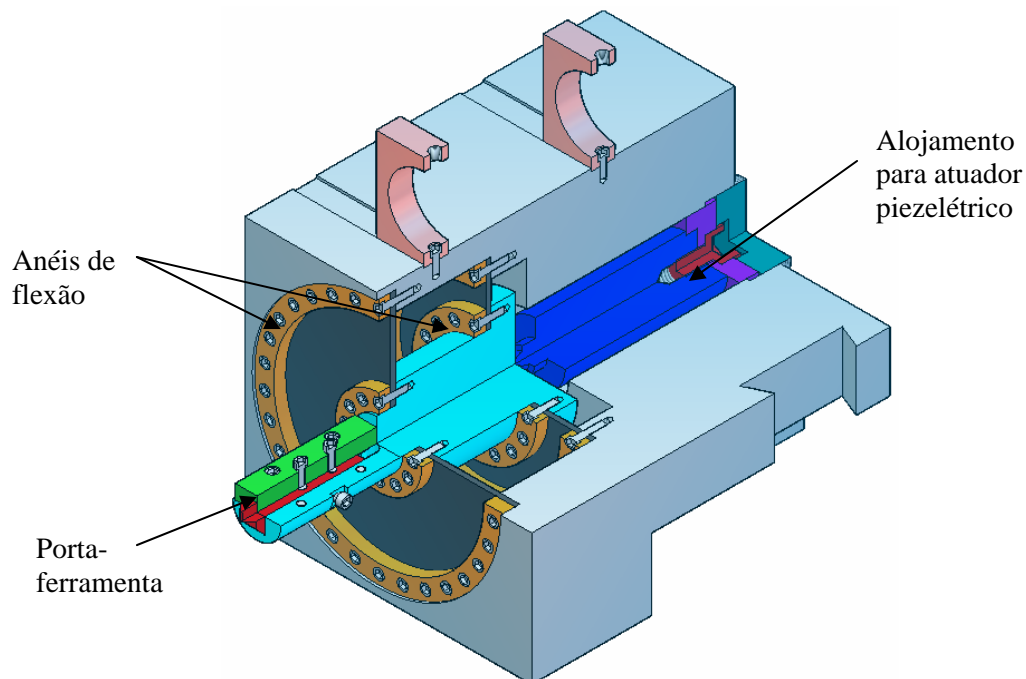


Figura 5 – Montagem em corte do porta-ferramenta

Esse projeto do PF consiste em um suporte principal, rígido, com um encaixe para um “rabo de andorinha” (conforme necessário à mesa do torno ASG 2500 Rank Pneumo do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC - USP), um furo para encaixe do atuador piezelétrico e outro furo com rosca para o acoplamento dos anéis de flexão e de um suporte para a ferramenta de corte.

Ambos os furos estão coaxialmente alinhados e, portanto, conseguiu-se um alinhamento entre o atuador e a ferramenta de corte, melhorando a estabilidade de movimentação e a precisão do posicionamento da ferramenta.

O projeto dos anéis de flexão tem a função de recuar a ferramenta de corte quando houver a contração do atuador piezolétrico, já que este não é fixo ao suporte da ferramenta e portanto apenas proporciona o movimento de avanço. Esses anéis deverão atingir uma velocidade de resposta (ou velocidade de atuação) rápida o suficiente para não haver vibrações entre o atuador piezolétrico e o suporte da ferramenta. Destaca-se ainda que foram usados apenas dois anéis para garantir o alinhamento e a linearidade do movimento do suporte da ferramenta, conforme princípio de montagens cinemáticas.

3.1. Montagem

Para evitar erros de alinhamento (erro de Abbé) o atuador, o eixo, e a ferramenta de corte foram projetados de modo a manter todos os pontos de transmissão de tensão (e deslocamento) sobre uma mesma linha reta. Com o mesmo intuito, foram desenhados dois mancais de flexão, em forma de disco, onde o eixo é preso no centro dos dois mancais, diminuindo a possibilidade de ocorrerem variações perpendiculares à linha de atuação dos deslocamentos, conforme mostra a Figura 6.

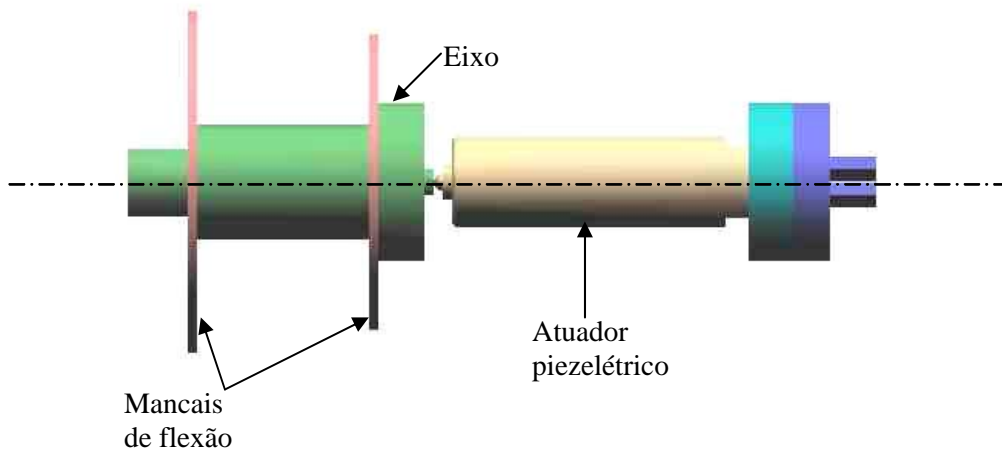


Figura 6. Alinhamento dos componentes.

3.2. Modelagem matemática

O sistema do PF pode ser analisado como uma massa (m) – eixo – presa a uma mola com constante de rigidez (K_S) – mancais de flexão – e sujeita ao deslocamento de um atuador (atuador piezolétrico) no qual pode ser aplicada uma função de deslocamento $f(t)$. Esse atuador está apenas em contato com a massa em um estado de pré-tensão, de modo que a mola está sobre uma deformação inicial (x_0). Dessa forma, deseja-se saber a maior frequência que pode ser utilizada no atuador sem que haja ressonância no sistema, isto é, sem que o atuador perca o contato com o eixo⁽¹⁰⁾.

Fisicamente esse problema pode também ser modelado de forma que, com os valores da deformação inicial da mola, da constante (K_S) e da massa (m) conhecidos, pode ser calculada a aceleração provocada pela mola sobre a massa no caso extremo de não haver reação do atuador, mas ainda haver contato. Conhecendo-se essa aceleração e garantindo que todo o deslocamento do atuador seja sempre no sentido de aumentar a tensão em relação à tensão inicial, pode-se estipular essa aceleração como a máxima a ser aplicada ao atuador, já que é a aceleração mínima de resposta da mola. Assim espera-se que o atuador nunca perca o contato com a massa⁽¹⁰⁾.

3.2.1. Modelo

No modelo da Figura 7, adota-se $f(t)$ para a função de deslocamentos do atuador como senoidal e sempre positiva, e $x(t)$ como a resposta de posição da massa.

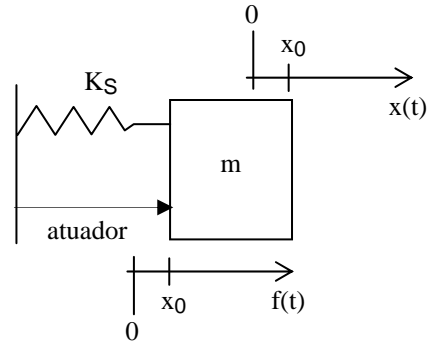


Figura 7. Modelo matemático

Realizando uma análise dinâmica, tem-se a Equação (1).

$$f(t) = A + A \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (1)$$

Onde: A é a amplitude do deslocamento e ω a frequência.

Aplicando a Segunda Lei de Newton, tem-se a Equação (2).

$$\sum F = K_S \cdot x(t) - F_{ATUADOR} = m \cdot a_{MASSA} \quad (2)$$

Considerando no limite para perder o contato entre o atuador e a massa:

$F_{ATUADOR} = 0$, portanto, tem-se a Equação (3).

$$a_{MASSA} = \frac{K_S \cdot x(t)}{m} \quad (3)$$

No estado inicial (pré-tensionado): $x(0) = x_0 \leq x(t)$ e, portanto, a aceleração terá o seu menor valor. Agora deve-se garantir que a maior aceleração do atuador não ultrapasse a menor aceleração da massa: $a_{ATUADOR} < a_{MASSA}$. Para isso deriva-se duas vezes a Equação 1, e encontram-se seus pontos de máximo, gerando a Equação (4).

$$g(t) = f''(t) = -A \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega t) \rightarrow \text{esta é a função aceleração do atuador.} \quad (4)$$

Através de análise por elementos finitos, conseguiram-se os valores de:

$$K_S = 2,383 \text{ kN/m}$$

$$m = 0,25027 \text{ kg}$$

$$A_{MAXIMA} = 40 \mu\text{m} = 4 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$x_0 = 200 \mu\text{m} = 200 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

3.3. Análise em elementos finitos

O modelo em ANSYS® foi simplificado com elementos axi-simétricos. Dessa forma a montagem do eixo com os mancais de flexão, Figura 8, pôde ser modelado através da seção de revolução, Figura 9.

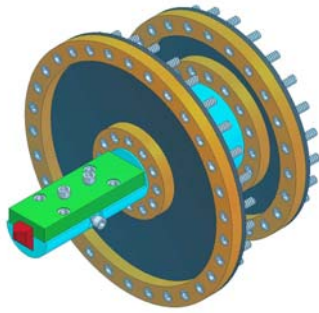


Figura 8. Montagem do eixo

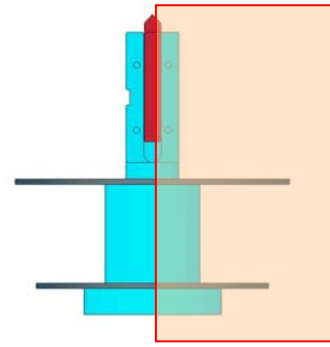


Figura 9. Vista lateral simplificada

3.3.1. Análise estática

Aplicando uma carga no eixo, onde será o contato com o atuador piezelétrico, solucionando o problema e verificando o deslocamento de três pontos do eixo: (1) no ponto de aplicação da carga; (2) entre o contato com o atuador e o plano do primeiro mancal de flexão (onde a deformação do contato já é mínima) e (3) na extremidade onde será fixada a ferramenta de corte, extraíram-se as curvas para a rigidez do sistema, conforme ilustra a Figura 10 e 11.

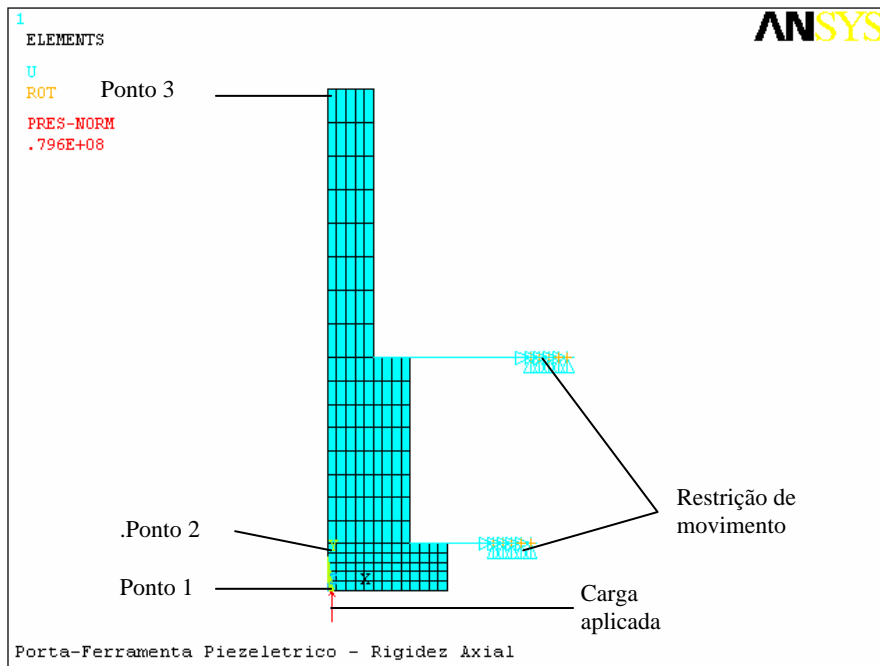


Figura 10. Pontos de verificação do deslocamento

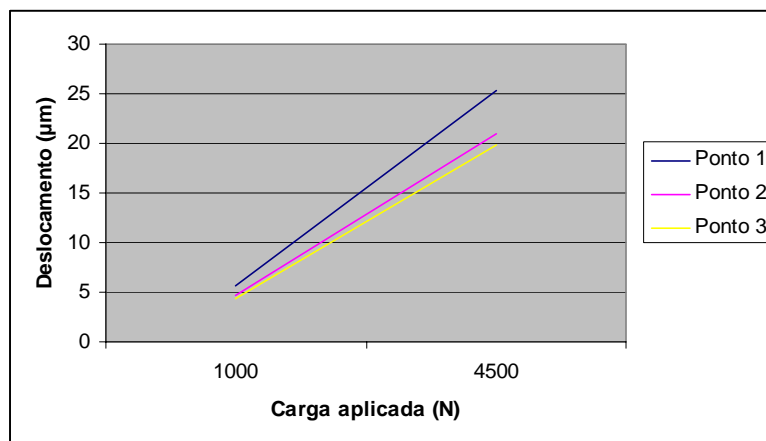


Figura 11. Curvas de rigidez do sistema

3.3.2. Análise dinâmica

Nesse problema foi verificada a resposta dinâmica do sistema, extraindo seus modos de vibrar, frequências naturais, e curva de resposta em frequência

Modos de vibrar

A malha do problema foi solucionada para os quatro primeiros modos de vibrar do sistema. Foi possível extrair além dos modos de vibrar as suas respectivas frequências. Essa análise foi feita sem pré-carga, apenas com as restrições de todos os graus de liberdade da periferia dos discos, que são fixados à carcaça. A Figura 12 apresenta o primeiro modo de vibrar do sistema, que corresponde à frequência de 2917,4 Hz.

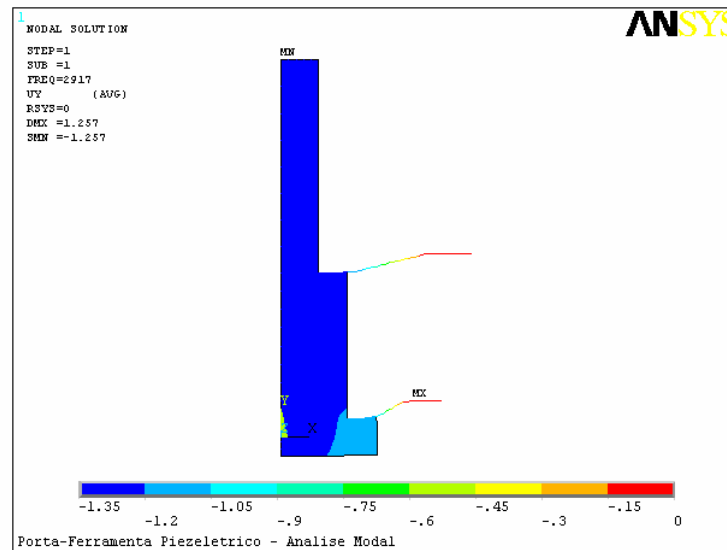


Figura 12. Primeiro modo de vibrar ($f_0 = 2917,4$ Hz)

Resposta em frequência

Para obter uma frequência máxima de utilização do PF, considerando um erro máximo a ser definido para o deslocamento da ferramenta em relação ao deslocamento de entrada do atuador, extraiu-se da análise dinâmica a curva de resposta em frequência do sistema. Solucionando o problema para uma faixa de frequência de 0 a 4000 Hz, onde se encontra a frequência do primeiro modo de vibrar calculada anteriormente, obteve-se o gráfico abaixo, Figura 13. Observa-se um pico na curva em aproximadamente 2900 Hz, onde é encontrada a frequência natural do sistema.

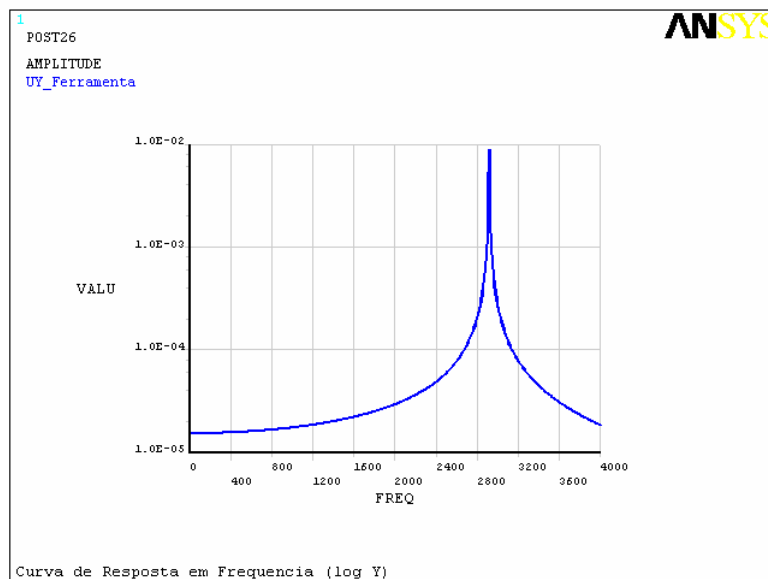


Figura 13. Curva de resposta em frequência de 1800 a 2200 Hz (log Y)

4. CONCLUSÕES

As análises estática e dinâmica do PF conferem alta rigidez (elevada frequência de ressonância para o primeiro modo de vibrar do sistema), baixo atrito e baixa inércia, características fundamentais para sistemas de posicionamento de ultraprecisão. Com a frequência de ressonância determinada na ordem de 2900 Hz, e se por motivo de segurança para o sistema for aplicada uma frequência de operação de 2400 Hz, permitirá a ferramenta interagir na peça que está sendo usinada a 1200 rpm, com 120 intervenções por volta.

Conclui-se que o objetivo de avanço e recuo rápido da ferramenta de corte com a superfície que está sendo usinada foi atingido. Isso possibilita realizar trabalhos como a usinagem de peças anesféricas, posicionando a ferramenta com alta resolução e repetibilidade durante a usinagem de ultraprecisão.

5. AGRADECIMENTOS

À FAPESP pelo apoio a pesquisa.

6. REFERÊNCIAS

1. BURATO, C. U., DUDUCH, J. G. & MONTANARI, L. Aspectos de projeto de uma mesa angular rotativa para correção dimensional durante a usinagem de ultraprecisão. In: II CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2002, João Pessoa. Universidade Federal da Paraíba: CONEM, 2002. Capítulo 12, referência CPB0658.
2. VÁSQUEZ, J. A. R. **Desenvolvimento de um posicionador de ultraprecisão**. 1994. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 1994.
3. McKEOWN, P. A. **Precision engineering – the mechanical design of high precision machines**. Tutorial, Cranfield Institute of Technology (CUPE). Cranfield, 1988.
4. HORIKAWA, O. (2000). **Características de projeto de sistemas mecatrônicos**. Tese (Livre Docência em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.
5. BURATO, C. U. **Desenvolvimento de uma mesa angular rotativa para a usinagem de ultraprecisão**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003.
6. SLOCUM, A. H. **Precision Machine Design**. New Jersey, Prentice-Hall, Inc, 1992.
7. SMITH, S. & CHETWYND, D. Foundations of ultraprecision mechanism design. **Gordon and Breach Science Publishers**, Yverdon, 1992.
8. EVBUOMAWAN, N., SILVALOGANATHAN, S. & JEBB, A. Survey of design philosophies, models, methods and systems. **Proceedings of the Institutions of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture**, v.210, n.B4, p.301-320. 1996.
9. CAMPOS RÚBIO, J.C. **Projeto, construção e avaliação de microposicionadores para usinagem de ultraprecisão**. 2000. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2000.

10.RUWER, S.G. **Projeto de um porta-ferramenta**. 2004. Relatório (Iniciação Científica em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.

ULTRAPRECISION MACHINING USING A PIEZOELECTRIC FAST TOOL SERVO

Carlos Umberto Burato*
cburato@sc.usp.br

Jaime Gilberto Duduch*
jgduduch@sc.usp.br

Sherfis Gibran Ruwer*
sgruwer@sc.usp.br

Arthur José Vieira Porto*
ajvporto@sc.usp.br

*Av. Trabalhador São-Carlense, 400 – 13566-590 – São Carlos – SP

Abstract. *This work deals with the development of a piezoelectric tool post devised to be used as a fast tool servo in ultraprecision machining applications. The design is based on precision engineering principles such as kinematic mounts, flexural bearings and solid state actuators. A piezoelectric actuator moves a central axis attached to flexure rings positioning the tool. A mathematical model for the kinematic and dynamic study of the displacement $f(t)$ is implemented, considering mass (m) analysis, stiffness of the flexure rings (K_s) and initial strain (X_0). Previous to the construction a finite element analysis is carried out to verify maximum allowed stresses and strains. The tool post is manufactured, assembled and validated ultraprecision machining tests.*

Keywords: *ultraprecision machining, tool post, piezoelectric actuator.*