



AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE POSICIONAMENTO ANGULAR

Luciana Montanari¹, Jaime Gilberto Duduch¹, Arthur José Vieira Porto¹, Gustavo Cristiano Pereira¹, Juan Carlos Campos Rubio²

¹Universidade de São Paulo/USP – Escola de Engenharia de São Carlos/EESC - Departamento de Engenharia Mecânica; Av. Trabalhador São-carlense, 400; CEP: 13566-590 – São Carlos/SP.

montanar@sc.usp.br

jgduduch@sc.usp.br

ajvporto@sc.usp.br

²Universidade Federal de Minas Gerais – Departamento de Engenharia Mecânica; Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha; CEP: 31270-901 – Belo Horizonte/MG

juan@vesper.demec.ufmg.br

Resumo. *A necessidade de se movimentar componentes e/ou mecanismos de máquinas e instrumentos em distâncias muito pequenas com alto grau de exatidão torna fundamental o desenvolvimento de um sistema de microposicionamento angular. O Laboratório de Engenharia de Precisão do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC-USP tem como uma de suas áreas de atuação o projeto de sistemas capazes de alcançar altas resoluções, através da aplicação de metodologias e princípios técnicos específicos no âmbito da Mecânica de Precisão. Dentro deste contexto, vem sendo desenvolvido um microposicionador angular baseado em tecnologias inovadoras de precisão, tais como acionamentos através de atuadores piezelétricos, mancais de flexão, apoios cinemáticos, entre outros. Este trabalho apresenta os resultados obtidos em teste de avaliação do desempenho tanto dinâmico quanto estático do posicionador através do método dos Elementos Finitos.*

Palavras-chave: *ultraprecisão, microposicionador, atuadores, elementos finitos.*

1. INTRODUÇÃO

Indústrias de alta tecnologia como as de informática, microeletrônica, óptica e mecânica de precisão têm procurado constantemente desenvolver pesquisas em diversas áreas como as dos materiais, de instrumentação, de controle e fabricação, no intuito de produzir componentes e equipamentos cada vez mais precisos e de melhor qualidade.

À medida que as características metrológicas e de acabamento superficial tornam-se mais críticas, o desempenho da máquina-ferramenta cresce em importância. Desta forma, quando ingressamos no campo da mecânica de precisão, o desempenho desejado das máquinas-ferramenta destinadas à fabricação de componentes de elevada precisão de forma e rugosidade superficial (na faixa de 10 nm Ra; como por exemplo, moldes para lentes, discos de memória de computador, lentes e espelhos para sistemas ópticos), demandam a utilização de máquinas com melhor precisão de posicionamento, na ordem de nanômetros (Down et al., 1991; Hara et al., 1990 & Ikawa et al., 1991). Uma exigência muito comum para a obtenção de espelhos para sistemas ópticos é a necessidade de movimentos com resolução de 0,01 μm livres de folga, num curso aproximado de 1-2 mm para cargas entre 20 e 2000 N (Langenbeck, 1992).

Os elementos mecânicos básicos que compõem uma máquina de ultraprecisão são os responsáveis diretos pela qualidade da usinagem. Devem apresentar elevada precisão, rigidez estática adequada e estabilidade dimensional, a fim de minimizar toda e qualquer fonte de erro.

Para que determinada máquina possa operar na faixa submicrométrica, são necessárias modificações que muitas vezes tornam este processo altamente dispendioso, sendo ainda, economicamente inviável.

O principal objetivo almejado para a melhoria do desempenho das máquinas-ferramenta de precisão é a geração de deslocamentos entre ferramentas e peças o mais próximo possível do planejado. Neste sentido, as máquinas-ferramenta para usinagem de ultraprecisão necessitam de sistemas de posicionamento de alta resolução, assim como sistemas de correção de erros necessários para corrigir erros provindos dos seus elementos constituintes. Esta é uma das maneiras mais diretas de se alcançar a precisão desejada, sem dispor de grandes recursos econômicos.

No Laboratório de Ultraprecisão da EESC-USP está sendo desenvolvido um posicionador angular de alta resolução, capaz de posicionar elementos nas máquinas com alto grau de exatidão e rapidez, auxiliando tanto no posicionamento relativo ferramenta/peça como na compensação de erros sistemáticos presentes no sistema.

O posicionador angular, baseado em atuadores piezoelétricos, foi projetado segundo técnicas de projeto complementadas com conceitos e princípios de projeto de máquinas de precisão (Montanari, 1999). Foi construído um protótipo que foi testado através de simulações numéricas e também na máquina ASG2500. A Fig. (1) mostra o posicionador angular.

O objetivo deste trabalho é avaliação do desempenho tanto dinâmico quanto estático do microposicionador angular através da aplicação do método dos elementos finitos.

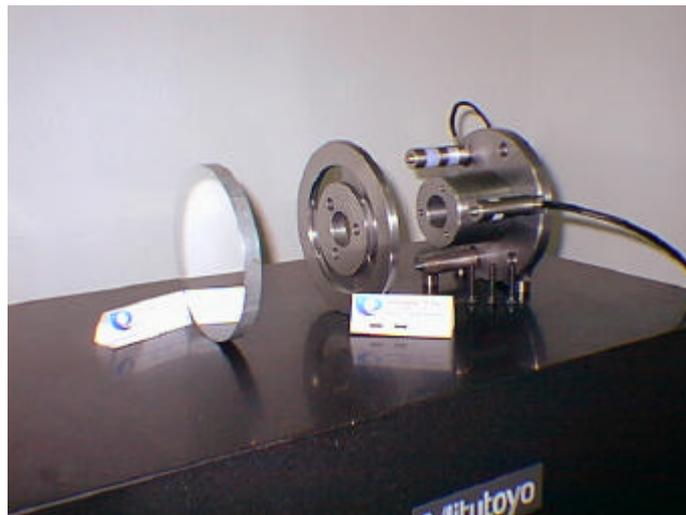


Figura 1. Posicionador angular

2. MODELAGEM COMPUTACIONAL

O método dos elementos finitos é uma técnica de análise numérica para se obterem soluções aproximadas em uma variedade de problemas de engenharia. Embora originalmente desenvolvido para estudar tensões em complexas estruturas aéreas, foi estendido e aplicado ao vasto campo da mecânica do contínuo (contínuo pode ser definido como um corpo de matéria sólida, líquida ou gasosa ou simplesmente uma região do espaço na qual um fenômeno particular está ocorrendo). Devido a essa diversidade e flexibilidade como ferramenta de análise, tem recebido muita atenção em escolas de engenharia e na indústria (Huebner et al., 1995).

Para efetuar a análise em elementos finitos do microposicionador, utilizou-se o software ANSYS 5.6[®] devido à inviabilidade de se calcularem todas equações e matrizes no papel.

A etapa seguinte foi a construção da malha de elementos finitos. O elemento adotado para a modelagem foi o QUAD45 que é um elemento sólido tridimensional muito utilizado nestes tipos de simulações devido à sua boa aceitação e adaptabilidade às formas geométricas. Outras variáveis como módulo de elasticidade do aço (E), e coeficiente de *Poisson* também foram definidas.

O motivo dessa preocupação (construir um posicionador dividido em vários sólidos) é referente à necessidade da criação da malha mapeada. Pode-se construir dois tipos de malhas: a malha livre e a malha mapeada.

A malha livre é arbitrária ao próprio software, sendo necessária somente a definição do elemento a ser utilizado. O programa realiza a construção da malha conforme os seus padrões. Este tipo de malha apresenta excelentes resultados, porém como a malha é gerada de modo aleatório, nada garante que numa peça simétrica se tenha equivalência dos nós dos dois lados. Em outras palavras, pode-se gerar mais elementos e, conseqüentemente, mais nós em uma região da peça que em outra. Este fato não garante a simetria do resultado prejudicando a análise quando se aplicam cargas simétricas ou não, já que o processo de distribuição desta carga é feito de modo assimétrico.

Para garantir que uma peça simétrica possua simetria total referente à geometria e malha gerada, utiliza-se a malha mapeada. Embora a sua criação seja trabalhosa, a excelência do resultado é notoriamente verificada. A malha mapeada é gerada e definida pelo próprio usuário, como se fosse uma continuação da parte de CAD do desenho. Neste caso, o elemento sólido QUAD45 apresenta 6 faces e cada uma das faces quatro lados, portanto a divisão dos segmentos da peça deve ser feita seguindo esta regra muito importante, evitando assim, problemas futuros. Neste quesito há alguns recursos como o da concatenação que permitem adaptação da geometria ao elemento. Outra vantagem deste tipo de malha é a facilidade de detalhamento da região de interesse ou de maior importância. Por isso, na região da mola do posicionador, uma malha mais refinada foi gerada permitindo melhor aproximação com o caso real, como pode ser observado na Fig. (2).

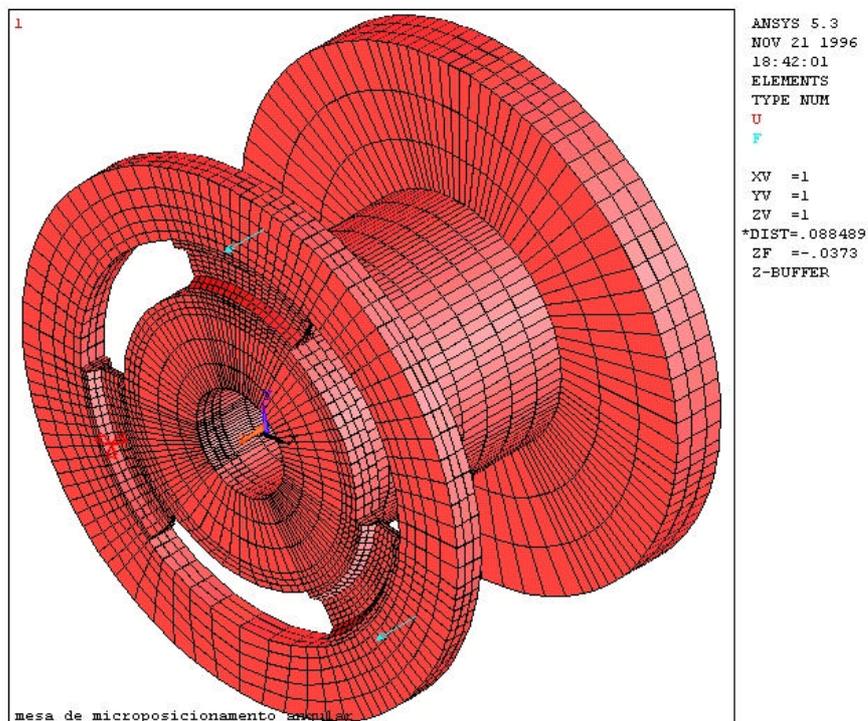


Figura 2: Malha mapeada

Finalizando, definiram-se as condições de contorno, ou seja, as forças aplicadas no posicionador pelos atuadores (duas forças de aproximadamente 150N) e os pontos onde não há deslocamento real devido à aplicação de tais forças (toda a base do posicionador e o ponto de contato com o atuador maciço). De acordo com o resultado previamente calculado, para deslocar a mola em $10\mu\text{m}$ é necessário que seja aplicado uma força de aproximadamente 118,3N (Montanari, 1999).

Iniciou-se a simulação do posicionador, sendo constatado que foram gerados aproximadamente 13 mil nós, e que para efetuar o cálculo computacional completo do posicionador gastaram-se cerca de 30 minutos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Uma das variáveis de grande interesse para o microposicionador é o deslocamento alcançado na parte superior na direção z (Fig. (3)). Pode-se assim, estimar o quanto as molas presentes no sistema permitirão que o anel exterior superior se desloque. A dimensão dessa variável é dada pelo deslocamento U_z (deslocamento na direção z) representado na Fig. (3):

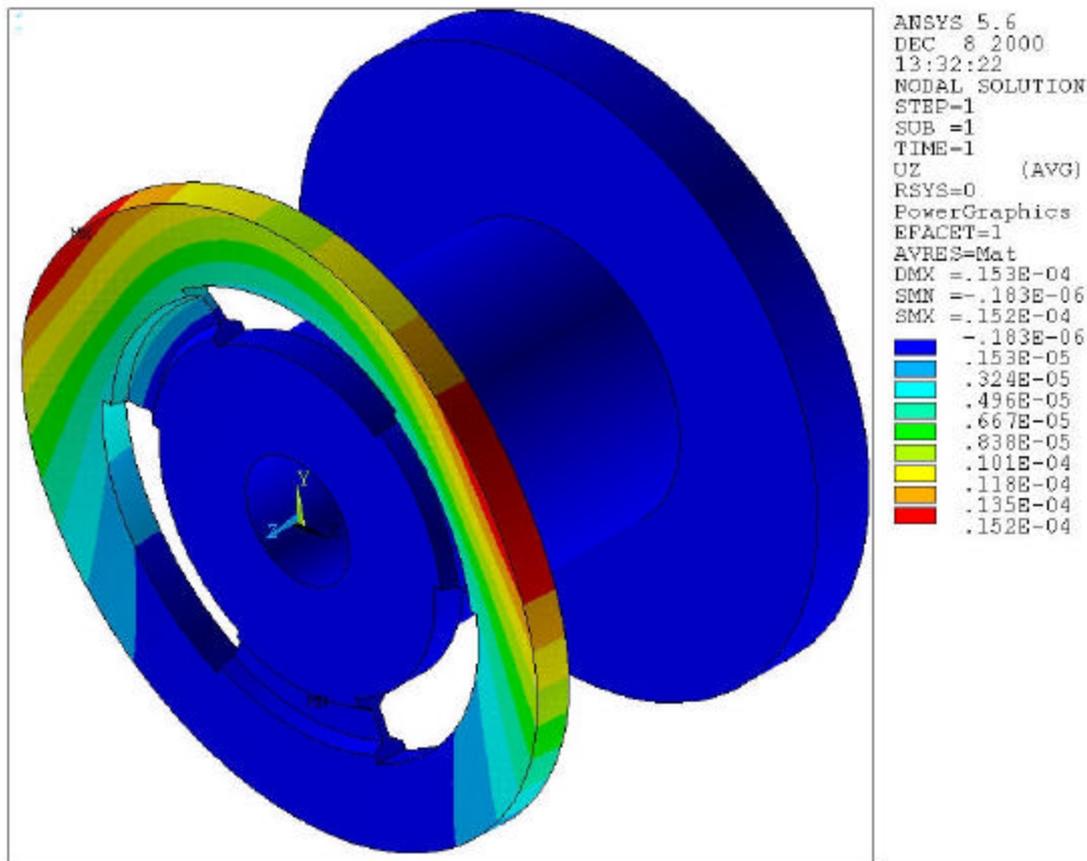


Figura 3: Deslocamento U_z (m) do sistema

Percebe-se que a parte superior apresenta deformação elástica. Essa deformação não chega a gerar um plano, embora seja da ordem de micrometros. Através da Fig. (3) nota-se que aparece uma envergadura na parte superior quando os atuadores estão excitados ao máximo. Esse deslocamento gerado é máximo na parte exterior ao anel, devido principalmente, a "elasticidade acumulada" que é maior na borda, já que todo material anterior sofre deslocamento.

Constata-se que o valor do deslocamento máximo na direção z é de 15,2 μ m. O cálculo das dimensões da mola previa um deslocamento de 15 μ m para as suas extremidades. Verifica-se uma dimensão menor alcançada entre as extremidades da mola, porém considerando o ponto de aplicação da força conclui-se que o modelo está em plena concordância com o almejado. Em testes reais, essa mesma magnitude de deslocamento foi alcançada provando o modelo estar bem próximo do real. Embora essa faixa de deslocamento seja pequena, garante-se rigidez ao anel exterior da parte superior.

Outra importante variável analisada foi a tensão segundo o critério de *Von Mises* (Fig. (4)).

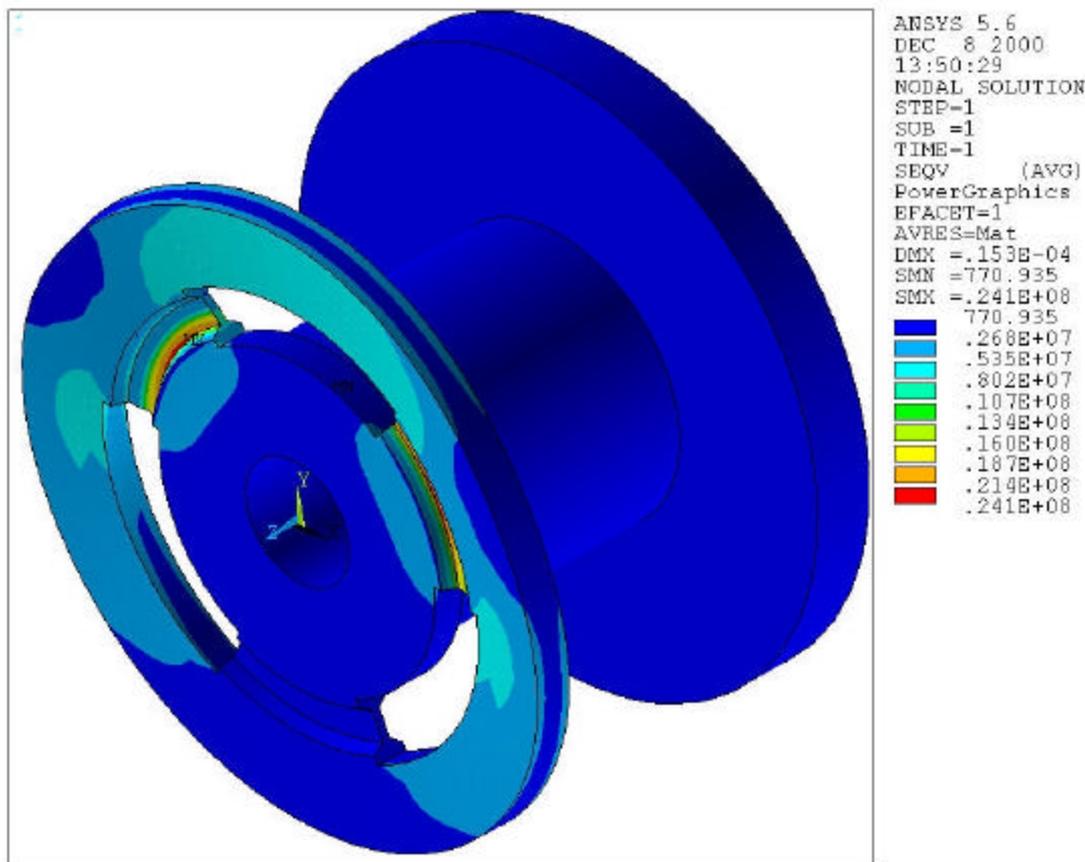


Figura 4: Tensão de *Von Misses*

Conforme esperado, as maiores tensões presentes no sistema estão localizadas na região das molas. O valor máximo atingido ficou em torno de 24,1MPa. Considerando que o limite de elasticidade do aço 1020 está em torno de 430MPa (Beer and Johnston, 1996), observa-se um coeficiente de segurança de 17,8 aproximadamente. Na verdade, a ocorrência deste alto coeficiente de segurança deve-se a desejada rigidez do sistema, nunca esquecendo a presença de erros obtidos numa simulação computacional.

Por meio da análise da tensão de *Von Misses* e do deslocamento *Uz*, conclui-se também a necessidade de uma melhor distribuição desse deslocamento ao longo do anel exterior.

O estudo da análise modal é baseada nas matrizes de massa e rigidez do sistema. Dentre os modos de vibração, os de frequências altas, são usualmente denominados de pouca significância para todos tipos de carregamentos e por isso são retirados ou "truncados" dos resultados da análise. Isto geralmente economiza um tempo considerável de processamento computacional, embora possa acarretar alguma perda de precisão. Em cada simulação do microposicionador foram gastos aproximadamente 60 minutos. Optou-se pela escolha de dois métodos de cálculo, visando verificar discrepâncias nos resultados devido à perda de precisão por "truncar" os cálculos. No *set-up* da análise modal restringiu-se o cálculo dos modos de vibração para até os oito primeiros, já que os modos de vibração para frequências altas podem ser ignorados. Caso o cálculo fosse realizado e constatado que a oitava frequência estivesse abaixo de um limite (adotou-se 1500Hz), uma nova simulação seria realizada considerando maior número de modos de vibração.

Os dois métodos de cálculo adotados foram o *Método Subspace* e o *Método Block Lanczos*. Trata-se de dois métodos computacionais de análise modal, onde o *Block Lanczos* apresenta taxa de convergência mais alta e, conseqüentemente, o *Método Subspace* apresenta melhor precisão.

A análise modal no ANSYS5.6[®] é uma análise linear. Quaisquer não-linearidades, tais como plasticidade ou elementos de contato, são ignoradas mesmo se definidas. Quanto a isso, a o microposicionador não é prejudicado, já que se trabalha somente no regime elástico do material.

Os comandos usados para construir o modelo e realizar a análise modal, são os mesmos usados para qualquer outro tipo de análise por elementos finitos. Diferencia-se somente pela escolha da análise modal. As quatro principais etapas de uma análise modal são:

- a) Construir o modelo.
- b) Aplicar forças ou cargas e obter a solução.
- c) Expandir os modos de vibração.
- d) Analisar os resultados.

As frequências naturais obtidas através dos dois métodos podem ser vistas na Tab. (1).

Tabela 1. Frequências naturais

Modo de Vibração	Frequências Naturais (Hz)	
	Método de Block Lanczos	Método Subspace
1 ^o	750,44	750,44
2 ^o	950,03	950,03
3 ^o	1909,20	1909,20
4 ^o	2259,10	2259,10
5 ^o	2455,80	2455,80
6 ^o	3169,20	3169,20
7 ^o	3178,00	3178,00
8 ^o	5466,10	5466,10

Nota-se que para os dois métodos simulados as frequências naturais obtidas foram as mesmas. Comprova-se então, que os resultados obtidos para as frequências naturais são realmente confiáveis, indicando que não houve perda de precisão nos dois cálculos.

Quanto às frequências naturais obtidas, constata-se que a menor delas corresponde à do 1^o modo de Vibração ($f_n = 750,44\text{Hz}$). Pode-se considerar tal frequência como sendo alta, e distante daquelas às quais será submetido o sistema microposicionador durante o processo de usinagem. Portanto, o sistema não apresentará maiores perturbações, no que diz respeito a vibrações perigosas e danosas impostas pelas frequências naturais.

4. CONCLUSÕES

A análise por elementos finitos deu um grande auxílio no âmbito da resolução de várias dúvidas inerentes ao projeto e quase impossíveis de serem visualizadas de outro modo. Mostrou-se uma ferramenta poderosa e de grande utilidade.

Nota-se que toda teoria aplicada na concepção do protótipo foi constatada na simulação, verificando a veracidade dos cálculos efetuados para a sua construção e a excelente qualidade de projeto (foram projetados considerando fundamentos básicos e importantes na construção de máquinas de precisão).

Portanto, a finalização da otimização do microposicionador angular deu-se com grande êxito, retocando e incrementando um projeto de alta tecnologia com facilidades e instrumentos disponíveis dentro do Laboratório de Ultraprecisão.

5. AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com o apoio do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq – Brasil.

6. REFERÊNCIAS

- Ansys55 Reference Guide, 1998, "Modal Analysis".
- Beer, F. P. and Johnston, E. R. Jr., 1996, "Resistência dos Materiais", Trad. por Celso Pinto Morais Pereira, Makron Books do Brasil Editora Ltda, São Paulo, 1255p.
- Down, T., Miller, M. and Falter, P., 1991, "Application of fast tool servo for diamond turning of nonrotationally symmetric surfaces", Precision Engineering, Vol. 13, N. 4, pp. 461-463.
- Hara, Y., Motonishi, S. and Ioshida, K., 1990, "A new micro-cutting device with high stiffness and resolution", Annals of the CIRP, Vol. 39, N. 1, pp. 375-378.
- Huebner, K. H.; Thornton, E. A. and Byrom, T. G., 1995, "The finite element method for engineers", John Willey, New York, 627p.
- Ikawa, N., Donaldson, R. R., Komanduri, R., Koeng, W. and Aachen, T. H., 1991, "Ultraprecision metal cutting – The past, the present and the future", Annals of the CIRP, Vol. 40, N. 2, pp. 587-594.
- Langenbeck, P., 1992, "Ultrafine infeed control", Precision Engineering, Vol. 14, N. 1, pp. 43-46.
- Montanari, L., 1999, "Técnicas de projeto aplicadas no desenvolvimento de um microposicionador angular", Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 126p.

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

PERFORMANCE ASSESSMENT OF AN ANGULAR POSITIONING SYSTEM

Luciana Montanari¹, Jaime Gilberto Duduch¹, Arthur José Vieira Porto¹, Gustavo Cristiano Pereira¹, Juan Carlos Campos Rubio²

¹Universidade de São Paulo/USP – Escola de Engenharia de São Carlos/EESC - Departamento de Engenharia Mecânica; Av. Trabalhador São-carlense, 400; CEP: 13566-590 – São Carlos/SP.

montanar@sc.usp.br

jgduduch@sc.usp.br

ajvporto@sc.usp.br

²Universidade Federal de Minas Gerais – Departamento de Engenharia Mecânica; Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha; CEP: 31270-901 – Belo Horizonte/MG

juan@vesper.demec.ufmg.br

Abstract. *The need to position machine component mechanisms with high levels of accuracy and very small displacements (of the orders of nanometres) makes it fundamental to develop an angular micropositioning system. The Precision Engineering Laboratory – EESC/USP is involved in the design of systems capable of reaching high resolutions using methodologies and principles which are commonly used when constructing precision machines. An angular micro-positioner based upon recent concepts in precision design, such as piezoelectric actuation, flexure bearings, kinematic mounting is being developed. Dynamic and static test results using Finite Element Method are presented.*

Keywords: *ultra-precision, micro-positioner, actuators, finite element.*